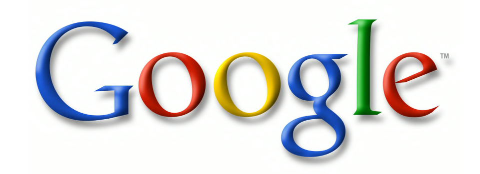
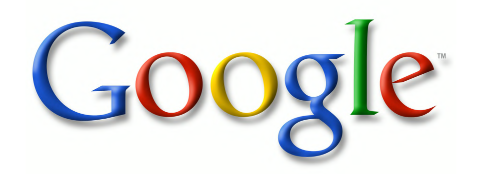
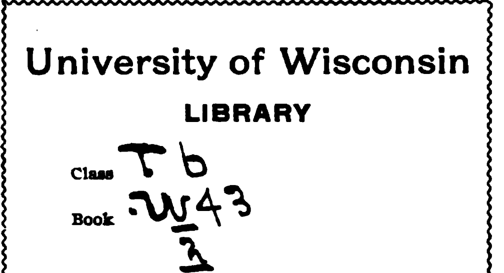

Google







University of Wisconsin
LIBRARY
Class T b
Book W43



Holzstiche
aus dem xylographischen Atelier
von Friedrich Vieweg und Sohn
in Braunschweig.

Papier
aus der mechanischen Papier-Fabrik
der Gebrüder Vieweg zu Wendhausen
bei Braunschweig.

Lehrbuch

der

Ingenieur- und Maschinen-Mechanik.

Mit den nöthigen Hülfslehren aus der Analysis

für den

Unterricht an technischen Lehranstalten

sowie zum

Gebrauche für Techniker

bearbeitet

von

Dr. phil. Julius Weisbach,

weil. Königl. sächsischer Ober-Bergrath und Professor an der sächsischen Bergakademie zu Freiberg.

Zweiter Theil:

Die Statik der Bauwerke und Mechanik der Umtriebsmaschinen.

Fünfte

umgearbeitete und vervollständigte Auflage

bearbeitet von

Gustav Herrmann,

Professor an der Königlichen technischen Hochschule zu Aachen.

Mit zahlreichen Holzstichen.

Zweite Abtheilung.

Braunschweig,

Druck und Verlag von Friedrich Vieweg und Sohn.

1883 — 1887.

Die

Statik der Bauwerke

und die

Mechanik der Umtriebsmaschinen.

Für den
Unterricht an technischen Lehranstalten
sowie zum
Gebrauche für Techniker.

Zweiter Theil
von
Dr. Julius Weisbach's
Ingenieur- und Maschinen-Mechanik
bearbeitet von

Gustav Herrmann,
Professor an der Königlichen technischen Hochschule zu Aachen.

Fünfte umgearbeitete und vervollständigte Auflage.

Zweite Abtheilung.
Die Mechanik der Umtriebsmaschinen.

Mit zahlreichen Holzstichen.

Braunschweig,
Druck und Verlag von Friedrich Vieweg und Sohn.
1883 — 1887.

Vorrede zur fünften Auflage.

Der zweite Theil der Weisbach'schen Ingenieur- und Maschinenmechanik hat in dieser fünften Auflage äußerlich insofern eine Umgestaltung erlitten, als derselbe in zwei von einander gesonderten Abtheilungen herausgegeben worden ist, von welchen die erste

Die Statik der Bauwerke

und die zweite

Die Mechanik der Umtriebsmaschinen

enthält.

Die Verschiedenheit der in beiden besprochenen Gegenstände sowie die Häufung des Materials ließen diese Zweitheilung wünschenswerth erscheinen.

Im Uebrigen sind auch bei der Bearbeitung dieses zweiten Theiles wesentliche Abweichungen von der Anlage und dem Plane des ursprünglichen Weisbach'schen Werkes vermieden worden, und der Herausgeber hat sich darauf beschränkt, die durch den Fortschritt in Theorie und Praxis gebotenen Ergänzungen nach Möglichkeit anzubringen. Insbesondere hat dabei die erste Abtheilung sowie das Capitel der Turbinen in der zweiten Abtheilung nicht unwesentliche Aenderungen erfahren, und es ist überall, so weit thunlich, den graphischen Methoden die ihnen gebührende Berücksichtigung zu Theil geworden.

Aachen, im Februar 1887.

Gustav Herrmann.

Inhalt des zweiten Theiles.

Zweite Abtheilung.

Einleitung.

Erster Abschnitt.

Von den belebten Motoren.

Zweiter Abschnitt.

Die hydraulischen Motoren.

Erstes Capitel.

Von der Wasserkraft.

Zweites Capitel.

Von den verticalen Wasserrädern.

Drittes Capitel.

Die Turbinen.

Viertes Capitel.

Von den Wassersäulenmaschinen.

Dritter Abschnitt.

Von den Windrädern.

Vierter Abschnitt.

Die Dampfmaschinen.

Erstes Capitel.

Von der Wärme.

Zweites Capitel.

Die Dampfkessel.

Drittes Capitel.

Die Dampfmaschinen.

Fünfter Abschnitt.

Heißluft- und Gasmaschinen.

Einleitung.

Maschinen. Von verschiedenen Schriftstellern ist der allgemeine Begriff der Maschinen sehr verschieden definirt worden*), wobei bemerkt werden muß, daß die meisten der angegebenen Definitionen nur gewisse Eigenschaften und Zwecke der Maschinen angeben, ohne ganz allgemein das Wesen aller Maschinen zu treffen. Von dem Standpunkte der theoretischen Kinematik aus erklärt Reuleaux eine Maschine als die Verbindung widerstandsfähiger Körper, welche so eingerichtet ist, daß mittelst ihrer mechanische Naturkräfte genöthigt werden können, unter bestimmten Bewegungen zu wirken (s. a. Th. III, 1, §. 28). §. 1.

Der Zweck aller Maschinen besteht immer darin, bestimmte mechanische Arbeiten mit Hülfe von Naturkräften zu verrichten. Sie sind von den Bauwerken insofern verschieden, als diese den Zweck haben, zwischen den einwirkenden äußeren Kräften den Zustand des statischen Gleichgewichts herzustellen.

Instrumente oder Werkzeuge sind von den Maschinen hinsichtlich ihrer Wirkungsweise nicht wesentlich verschieden, meist pflegt man diesen Namen denjenigen Hülfsmitteln zu geben, welche zur Verrichtung kleinerer Arbeiten direct durch Menschenhand Anwendung finden. Kinematisch hat man das Werkzeug als ein Glied zu betrachten, welches mit dem zu bearbeitenden Körper oder dem Werkstücke zusammen ein kinematisches Elementenpaar bildet (s. Th. III. 1).

Bei jeder Maschine hat man daher die Kraft von der Last oder dem Widerstande zu unterscheiden, wobei unter der Kraft die Ursache der Bewegung und unter der Last das der Bewegung entgegen tretende Hinderniß zu verstehen ist, in dessen Ueberwindung der Zweck der Maschine besteht.

*) S. u. A. die Zusammenstellung in Reuleaux, Theoretische Kinematik. S. 592.

Die Körper, deren Kräfte zur Bewegung der Maschinen verwendet werden, heißen **Beweger, Motoren**, welche letztere Bezeichnung oft auch auf die Maschinen selbst angewendet wird, denen diese Körper Bewegung ertheilen. So bezeichnet man häufig die verschiedenen, durch Wasser in Bewegung gesetzten Maschinen mit dem Namen der „hydraulischen Motoren". Die für die Maschinen vorzüglich in Betracht kommenden Kräfte sind die Muskelkraft belebter Wesen, die Schwerkraft, die Trägheit bewegter Massen, die Expansivkraft von luftförmigen Stoffen und die Elasticität der Körper. Als Last tritt bei den Maschinen der Widerstand auf, welcher sich entweder einer **Ortsveränderung von Massen** oder einer **Formänderung von Körpern** entgegensetzt.

Man pflegt daher in der Praxis die Maschinen ihrem Zwecke nach einzutheilen in **Kraft- oder Umtriebsmaschinen**, zur Aufnahme der treibenden Kraft, **Arbeits- oder Werkzeugmaschinen** zur Verrichtung der nützlichen Arbeit und **Zwischenmaschinen**, d. h. diejenigen Theile, welche die Uebermittelung der Bewegung zwischen der treibenden Kraftmaschine und der widerstehenden Arbeitsmaschine bewirken. Bei einer gewöhnlichen Mahlmühle z. B. ist das Wasserrad die Umtriebsmaschine, der armirte umlaufende Mühlstein die Arbeitsmaschine und das Räderwerk zwischen beiden die Zwischenmaschine (das Zwischengeschirr). Hier sollen nur die Kraftmaschinen (Motoren) näher besprochen werden, indem die Behandlung der Zwischenmaschinen und der beiden Gruppen von Arbeitsmaschinen dem dritten Theile vorbehalten bleibt.

Anmerkung. Zuweilen fallen die Zwischenmaschinen gänzlich fort, wenn die Kraftmaschine an sich bereits diejenige Bewegung hat, die dem Werkzeuge der Arbeitsmaschine ertheilt werden muß, in welchem Falle die **Kraftmaschine direkt mit der Arbeitsmaschine** verbunden wird, wie dies z. B. durch die directe Bezeichnung **Dampfpumpe, Dampfhammer, Dampfgatter** ꝛc. angedeutet ist.

§. 2. **Leistung.** Die **Wirkung, Leistung** oder der **Effect** einer Maschine wird durch die in einer Minute oder Secunde verrichtete **Arbeit** (s. Thl. I) oder durch das Product aus der Kraft und dem in der Zeiteinheit zurückgelegten Wege gemessen. Ist P die Kraft und s der in jeder Secunde wirklich zurückgelegte oder einer Secunde entsprechende Weg, so hat man demnach als Maß der Leistung einer Maschine: $L = Ps$ Meterkilogramm.

Es ist sehr gewöhnlich, sich noch einer größeren Einheit von 75 Meterkilogramm oder 478 Fußpfund pro Secunde zum Messen der Maschinenleistungen zu bedienen, und diese Einheit eine **Pferdekraft** zu nennen. In England rechnet man 550 Fußpfund, in Preußen früher 480 Fußpfund und in Oesterreich 430 Fußpfund pr. Pferdekraft.

Man hat ferner Nutz-, Neben- und Totalleistung einer Maschine von einander zu unterscheiden. Nutzleistung ist diejenige, deren Ueberwindung die Maschine bezweckt und welche auch wirklich verrichtet wird; Nebenleistung ist diejenige Wirkung, welche die Maschine durch die Reibung, Steifigkeit, Stöße u. s. w. ohne Nutzen consumirt; Roh- oder Totalleistung ist die Summe beider oder das dem Motor innewohnende bezw. ihm entnommene Arbeitsvermögen. Eine Maschine ist in dynamischer Hinsicht um so vollkommener, je kleiner ihre Nebenleistung in Hinsicht auf die Nutz- oder Totalleistung, oder je größer ihre Nutzleistung in Hinsicht auf die Totalleistung ist, je weniger Wirkung also durch die Maschine beim Uebertragen vom Motor auf den Widerstand verloren geht. Man bedient sich deshalb des Verhältnisses der Nutzleistung zur Totalleistung als Maß zur Beurtheilung der Vollkommenheit einer Maschine, und nennt dieses die relative Leistung oder den Wirkungsgrad auch wohl das Güteverhältniß einer Maschine. Ist L die Total-, L_1 die Nutz- und L_2 die Nebenleistung, so hat man den Wirkungsgrad:

$$\eta = \frac{L_1}{L} = \frac{L - L_2}{L}.$$

Eine Maschine ist hiernach um so vollkommener oder um so zweckmäßiger eingerichtet, je mehr sich ihr Wirkungsgrad der Einheit nähert. Da sich die Nebenhindernisse, z. B. die Reibung, der Luftwiderstand u. s. w., nie ganz beseitigen lassen, so ist es allerdings nie möglich, den Wirkungsgrad einer Maschine auf Eins zu bringen.

Beispiel. Ein Pochwerk besteht aus 20 Stempeln, wovon jeder 120 kg schwer ist und in jeder Minute 40 Mal 0,3 m hoch gehoben wird; die Umtriebsmaschine desselben besteht in einem Wasserrade, welches ein Wasserquantum von 8 cbm pr. Minute bei 6 m Gefälle aufnimmt. Man sucht die Wirkungsverhältnisse dieser Maschine. Die Nutzleistung pr. Secunde ist:

$$L_1 = \frac{20 \, . \, 40 \, . \, 120 \, . \, 0{,}3}{60} = 480 \text{ mkg} = 6{,}4 \text{ Pferdekräfte},$$

die Totalleistung aber, da in jeder Secunde $\frac{8}{60}$ cbm Wasser von 6 m Höhe herabsinken:

$$L = \frac{8 \, . \, 1000 \, . \, 6}{60} = 800 \text{ mkg} = 10{,}67 \text{ Pferdekräfte},$$

daher ist die Nebenleistung:

$$L_2 = L - L_1 = 10{,}67 - 6{,}4 = 4{,}27 \text{ Pferdekräfte}$$

und der Wirkungsgrad der ganzen Maschinenanlage:

$$\eta = \frac{480}{800} = 0{,}6.$$

Anmerkung. Ueber die Arbeitseinheit „Pferdekraft“ s. eine Abhandlung des Herrn Reuleaux im Civilingenieur, Band. III.

§. 3. **Nutz- und Nebenlast.** Auch die Last einer Maschine ist in Nutz- und Nebenlast zu unterscheiden; da aber die Kraft, Nutz- und Nebenlast in der Regel an verschiedenen Punkten angreifen, so läßt sich die Kraft nicht unmittelbar der Summe aus der Nutz- und Nebenlast gleichsetzen, sondern es ist eine entsprechende Reduction mit Hülfe der gleichzeitigen Wege der verschiedenen Angriffspunkte oder mittelst der Hebelarme der Kräfte anzunehmen.

Legt die Kraft P den Weg s zurück, während die Nutzlast Q den Weg s_1 und die Nebenlast W den Weg s_2 macht, so hat man nach dem Princip der virtuellen Geschwindigkeiten (Th. I) die mechanischen Arbeiten gleich zu setzen, erhält also:

$$Ps = Qs_1 + Ws_2, \text{ daher } P = \frac{s_1}{s} Q + \frac{s_2}{s} W.$$

Man nennt den Punkt einer Maschine, in welchem die Kraft (P) angreift oder angreifend gedacht werden kann, den Kraftpunkt, und den Punkt, in welchem die Last (Q und W) unmittelbar wirkt, den Lastpunkt, und erhält in

$$\frac{s_1}{s} Q$$

die auf den Kraftpunkt reducirte Nutz-, sowie in

$$\frac{s_2}{s} W$$

die ebendahin reducirte Nebenlast; es ist also die Kraft gleich der Summe aus der auf den Kraftpunkt reducirten Nutz- und der ebendahin reducirten Nebenlast. Auch folgt

$$Q = \frac{s}{s_1} P - \frac{s_2}{s_1} W,$$

d. i. die Nutzlast ist die Differenz von der auf den Lastpunkt reducirten Kraft und von der ebendahin reducirten Nebenlast.

Hiernach läßt sich auch der Wirkungsgrad einer Maschine:

$$\eta = \frac{Qs_1}{Ps} = \frac{s_1}{s} Q : P = Q : \frac{s}{s_1} P,$$

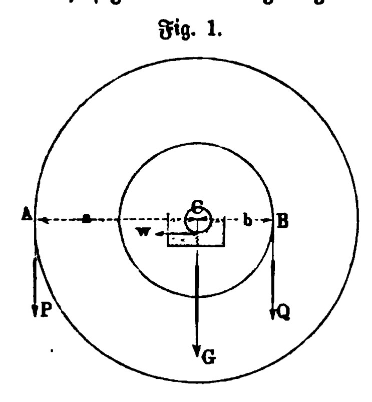
d. i. dem Quotienten aus der auf den Kraftpunkt reducirten Nutzlast und der Kraft oder dem Quotienten aus der Nutzlast und der auf den Lastpunkt reducirten Kraft gleichsetzen.

Anmerkung. Diese Beziehungen gelten nur für den hier stillschweigend vorausgesetzten Zustand der Bewegung, für welchen Aenderungen in den Geschwindigkeiten der Massen nicht auftreten, oder wenn dies der Fall ist, wenn der

Zuwachs an lebendiger Kraft aller Maschinentheile während der betrachteten Bewegung Null ist (s. Th. I, Princip der lebendigen Kräfte).

Bei den Maschinen kommen sehr häufig gewisse Zusammensetzungen von Rädern, sogenannte Vorgelege vor, deren Wirkung wie diejenige der Radwellen (s. Th. I) betrachtet werden kann. Es sei etwa auf der Axe C, Fig. 1, ein Rad AC vom Halbmesser a angebracht, an dessen Umfange eine treibende Kraft P wirksam sein möge, und es soll an dem Rade BC vom Halbmesser b ein gewisser Widerstand Q überwunden werden, so hat man die auf den Lastpunkt B reducirte Kraft

Fig. 1.



$$Q_0 = P\frac{a}{b}.$$

Da nun aber an dem Zapfen C vom Halbmesser r noch ein Reibungswiderstand

$$W = \varphi\,(P + Q + G)$$

wirksam ist, wenn φ den Reibungscoefficienten und G das Gewicht der Radwelle bedeutet, so erhält man die Momentengleichung zu:

$$Pa = Qb + Wr = Qb + \varphi\,(P + Q + G)\,r,$$

woraus die wirklich überwundene Nutzlast

$$Q = \frac{P\,(a - \varphi r) - G\varphi r}{b + \varphi r}$$

folgt.

Der Wirkungsgrad dieser einfachen Vorrichtung bestimmt sich daher zu

$$\eta = \frac{Q}{Q_0} = \frac{b}{b + \varphi r}\left(1 - \varphi\,\frac{r}{a} - \varphi\,\frac{G}{P}\,\frac{r}{a}\right)$$

(s. hierüber ein Näheres Th. III, 1)

Beispiel. Wenn bei einer 300 kg schweren Radwelle ABC die Durchmesser der Räder $AC = 0{,}5$ m und $BC = 0{,}2$ m gewählt sind, so hat man für eine an A angreifende Kraft $P = 1000$ kg die auf den Lastpunkt B reducirte Kraft

$$Q_0 = 1000\,\frac{0{,}5}{0{,}2} = 2500 \text{ kg}.$$

Wählt man nun einen Zapfendurchmesser von 50 mm, also $r = 0{,}025$ m, so erhält man unter Annahme eines Reibungscoefficienten $\varphi = 0{,}1$ die wirkliche Nutzlast zu

$$Q = \frac{1000\,(0,5 - 0,1\,.\,0,025) - 300\,.\,0,1\,.\,0,025}{0,2 + 0,1\,.\,0,025} = \frac{496,75}{0,2025} = 2453\ \text{kg}$$

daher hat man den Wirkungsgrad dieser betrachteten Vorrichtung

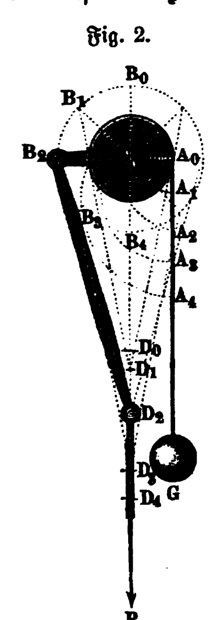
$$\eta = \frac{2453}{2500} = 0,981,$$

d. h. die Nebenlast der Zapfenreibung verzehrt 1,9 Proc. von der totalen Leistung der Kraft P.

§. 4. **Trägheit der Massen.** Wenn eine beliebige Maschine aus dem Zustande der Ruhe durch eine Kraft P in Bewegung versetzt werden soll, so genügt es nicht, daß diese Kraft gleich der Summe der auf den Kraftpunkt reducirten Nutz- und Nebenlasten sei; es muß vielmehr ein gewisser Ueberschuß an treibender Kraft vorhanden sein, welcher auf eine Beschleunigung der in der Maschine erhaltenen Massen wirkt. Die mechanische Arbeit, welche dieser Kraftüberschuß verrichtet, wird dabei von den Massen in Form lebendiger Kraft aufgespeichert, und es dauert dieser Zustand der beschleunigten Bewegung, der Anlauf der Maschine, so lange, bis die in Folge der erlangten Geschwindigkeit vergrößerten Nutz- und Nebenhindernisse zu einem Betrage angewachsen sind, dem die treibende Kraft P gerade das Gleichgewicht hält. Von diesem Augenblicke an hört jede weitere Beschleunigung der Maschine auf, es findet zwischen den treibenden und widerstehenden Kräften ein gewisser Gleichgewichtszustand während der Bewegung statt, welchen man als den Beharrungszustand der Maschine bezeichnet, und welcher bei den folgenden Betrachtungen immer stillschweigend vorausgesetzt sein soll, falls nicht das Gegentheil bemerkt wird. Dieser Beharrungszustand ist nach dem Vorstehenden dadurch gekennzeichnet, daß alle Theile der Maschine nach gewissen Zeitabschnitten oder Perioden sich genau in dem nämlichen Bewegungszustande befinden, d. h. die lebendige Kraft der Massen ist am Anfange und Ende jeder solchen Periode dieselbe geblieben, und die mechanische Arbeit, welche während dieser Periode von der bewegenden Kraft P verrichtet wurde, ist vollständig zur Ueberwindung der Nutz- und Nebenhindernisse verbraucht worden. Hiermit ist keineswegs gesagt, daß während des Beharrungszustandes einer Maschine alle Theile unveränderliche Geschwindigkeiten hätten; dieser letztere Zustand, welcher als der gleichförmige Beharrungszustand bezeichnet wird, findet vielmehr nur ausnahmsweise dann statt, wenn die Intensität der treibenden Kraft sowohl wie der Widerstand fortwährend unveränderlich ist. Ein Wasserrad z. B., welches gleichmäßig mit Wasser beaufschlagt wird und einen Mahlgang betreibt, welchem ebenfalls gleichmäßig das Getreide zugeführt wird, kann annähernd als im gleichförmigen Beharrungszustande befindlich angesehen werden.

Die meisten Maschinen dagegen bewegen sich in einem **ungleichförmigen Beharrungszustande**, d. h. einem solchen, bei welchem innerhalb der besagten **Perioden** die einzelnen Maschinentheile **veränderliche Geschwindigkeiten** annehmen. Die Ursachen eines solchen Bewegungszustandes sind hauptsächlich in der Veränderlichkeit der Kraft, der Last oder der Masse der Maschine, sowie in derjenigen Veränderlichkeit zu suchen, welche durch den geometrischen Zusammenhang der Maschinen zwischen den gleichzeitigen Wegen des Kraft- und Lastpunktes bedingt wird. Bei einer Dampfmaschine z. B. ist die Kraft veränderlich, wenn der Dampf mit Expansion wirkt, wenn also der Dampfzufluß während der Kolbenbewegung aufgehoben wird, und bei einem Hammerwerke sind Kraft und Masse veränderlich, weil der Hammer während des Zurückfallens mit der Maschine außer Verbindung ist; beide Maschinen können daher nur einen ungleichförmigen Beharrungszustand annehmen; sind nun noch diese Maschinen mit einander verbunden, wird also das Hammerwerk durch die Expansionsdampfmaschine in Bewegung gesetzt, so ist dieser Zustand aus drei Ursachen zugleich ein ungleichförmiger. Wird ein Gewicht G, Fig. 2, mittelst eines Rades CA_0 und einer Kurbel CB_2 durch eine Dampfmaschine mit constantem Dampfdrucke gehoben, so nimmt die Maschine ebenfalls einen ungleichförmigen Beharrungszustand an, weil, wenn man von dem Lastpunkte A_0 und dem Kraftpunkte D_0 ausgeht, gleichen Wegen A_0A_1, A_1A_2, A_2A_3, A_3A_4 der Last sehr ungleiche Wege D_0D_1, D_1D_2, D_2D_3, D_3D_4 der Kraft entsprechen, das Wegeverhältniß während einer halben Umdrehung also ein veränderliches ist.

Fig. 2.



Bei einem gleichförmigen Beharrungszustande sind die trägen Massen der Maschine ohne Einfluß auf den Gang und die Wirkung der Maschine, weil sie nur anfangs, so lange noch ein Geschwindigkeitszuwachs statt hat, Arbeit in sich aufnehmen, später aber, bei unveränderlicher Geschwindigkeit, weder Arbeit aufnehmen noch ausgeben. Befindet sich hingegen eine Maschine in einem ungleichförmigen Beharrungszustande, so haben die **trägen Massen** einen wesentlichen Einfluß auf den Gang der Maschine, weil sie beim Zunehmen an Geschwindigkeit Arbeit in sich aufnehmen und beim Abnehmen derselben wieder Arbeit ausgeben. Ist M die Summe aller auf den Kraft- oder Lastpunkt reducirten Massen der Maschine, v_1 die Minimal- und v_2 die Maximalgeschwindigkeit des Kraft- oder Lastpunktes, so hat man die

Arbeit, welche die trägen Massen in dem Theile der Periode, in welchem v_1 in v_2 übergeht, consumiren, und welche dieselben in dem Theile der Periode, in welchem v_2 wieder in v_1 sich umändert, wieder ausgeben,

$$A = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} M.$$

Es wird also hiernach durch die Trägheit der Massen in jeder Periode die Nebenleistung um diese Arbeit vergrößert und auch um so viel vermindert, und es ist daher die Totalleistung für die ganze Periode oder die mittlere Leistung überhaupt dieselbe, als wenn die trägen Massen nicht vorhanden wären; es gilt also die allgemeine Formel einer Maschine

$$Ps = Qs_1 + Ws_2$$

auch beim ungleichförmigen Gange, insofern man für s, s_1, s_2 die Wege einer vollständigen Periode, und für P, Q, W die Mittelwerthe von Kraft, Nutz- und Nebenlast innerhalb einer Periode substituirt. Für den beschleunigten Bewegungszustand hat man:

$$Ps = Qs_1 + Ws_2 + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} M,$$

daher:

$$v_2 - v_1 = \frac{Ps - (Qs_1 + Ws_2)}{\frac{v_2 + v_1}{2} M}.$$

Diese Formel zeigt, daß die Geschwindigkeitsveränderung einer Maschine nicht allein um so kleiner ausfällt, je kleiner die Differenz zwischen der Arbeit der Kraft und der Summe der Arbeiten der Lasten, sondern auch je größer die Massen und Geschwindigkeiten der Maschinentheile sind.

Anmerkung. Wenn hiernach die Massen nur auf den Bewegungszustand, nicht aber auf die Wirkung einer Maschine Einfluß äußern, so folgt daraus noch nicht, daß es gleichgültig ist, ob die Theile einer Maschine mehr oder weniger Masse besitzen. Veränderungen in Geschwindigkeiten vergrößern oft die Nebenhindernisse, wie z. B. die Reibung, veranlassen störende Schwingungen und nicht selten Stöße, auch liefern manche Maschinen beim ungleichförmigen Gange ein schlechteres Product u. s. w., weshalb es oft nöthig ist, Mittel anzuwenden, um die Ungleichförmigkeit im Gange einer Maschine zu verhindern. Wenn eine Maschine oder ein Maschinentheil abwechselnd aus der Ruhe in Bewegung und aus der Bewegung in Ruhe übergehen muß, so ist nicht ein gleichförmiger, sondern ein solcher Bewegungszustand zu erzielen, daß die Geschwindigkeit abwechselnd von Null stetig bis zu einem gewissen Maximalwerthe zu-, und von diesem wieder bis Null stetig abnimmt, da plötzliche Geschwindigkeitsveränderungen Schwingungen und Stöße verursachen, welche nicht allein mit Arbeitsverlusten (s. Th. I) verbunden sind, sondern auch ein starkes Abführen der Maschinen herbeiführen. Hierüber kann jedoch erst in der Folge gehandelt werden.

Messung der Leistung. Um die Wirkung einer Maschine oder Kraft anzugeben, bedarf es nach dem Vorstehenden der Ermittelung der Kraftgröße und des Weges pro Secunde, d. h. der Geschwindigkeit ihres Angriffspunktes, indem die mechanische Arbeit für jede Secunde gleich dem Producte aus der Kraft und dem Wege ist. Zur Bestimmung dieser Größen für einen vorhandenen Motor hat man verschiedene Meßinstrumente, welche der Hauptsache nach hier besprochen werden sollen. §. 5.

Zur Bestimmung der Kraftintensität dienen Kraftmesser oder Dynamometer, das sind im Allgemeinen Gewichts- oder Federwagen verschiedener Anordnung. Die Länge des in bestimmter Zeit zurückgelegten Weges des Kraftpunktes kann man, wenn letzterer in gerader Linie fortschreitet, in bekannter Weise durch Maßstäbe oder Meßbänder ꝛc. bestimmen, während man bei einer rotirenden Bewegung die Umdrehungszahl der Axe bestimmt, aus welcher in Verbindung mit dem zugehörigen Hebelsarme der Weg leicht gefunden wird. Hat man außerdem auch die Zeit t festgesetzt, während welcher der Weg s zurückgelegt wurde, so ist auch die Geschwindigkeit $v = \frac{s}{t}$ bestimmt. Doch giebt es auch solche Instrumente, welche direct die Geschwindigkeit v angeben.

Ist die Kraft P ermittelt, so findet man die mechanische Arbeit, welche auf dem beobachteten Wege s verrichtet wurde, zu

$$A = Ps$$

und die Leistung pro Secunde zu

$$L = P\frac{s}{t}.$$

Außerdem hat man auch solche Dynamometer ausgeführt, welche direct die Arbeit $A = Ps$ angeben, wie dies im Folgenden besprochen werden soll.

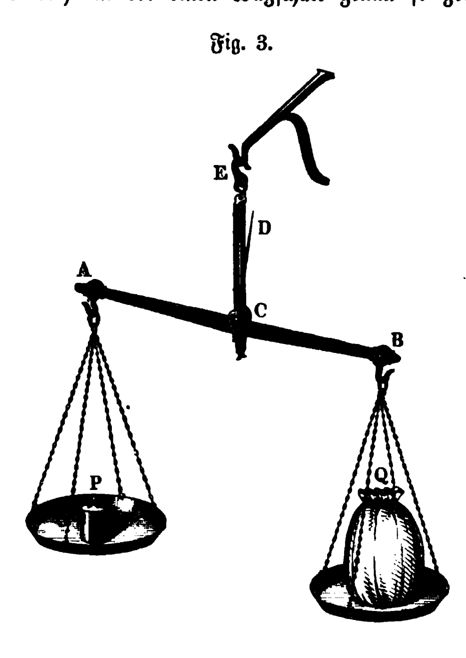
Die einfachsten Dynamometer stimmen im Wesentlichen mit den gewöhnlichen Gewichts- und Federwagen überein, und mögen dieselben zunächst hier angeführt werden.

Die gleicharmige Wage. Die gemeine oder gleicharmige Gewichtswage ist im Wesentlichen ein gleicharmiger Hebel AB, Fig. 3 (a. f. S.), an welchem die abzuwägende Last Q mit einem gleichgroßen Gewichte P ins Gleichgewicht gesetzt wird. Man unterscheidet an ihr den Wagebalken AB, die Zunge CD, die Scheere CE, die durch ein dreiseitiges Prisma gebildete Axe C und die mittelst Schnüre, Ketten u. s. w. aufgehängten, zur Aufnahme der Gewichte bestimmten Wagschalen. §. 6.

Von einer solchen Wage fordert man, daß sie, und zwar nur dann einspiele, d. h. der Wagebalken eine horizontale, also die Zunge eine verticale

Lage annehme, oder mit der Richtung der Scheere zusammenfalle, wenn das Gewicht in der einen Wagschale genau so groß ist wie das Gewicht des Körpers in der anderen. Außerdem soll eine Wage auch noch Empfindlichkeit und Stabilität besitzen, d. h. sie soll eine Neigung annehmen, wenn auf der einen Seite der vorher im Einspielen befindlichen Wage ein kleines Gewicht zugelegt wird, und soll in den horizontalen Stand zurückkehren, wenn die Gleichheit der Gewichte wieder hergestellt oder die Zulage wieder weggenommen wird.

Fig. 3.



Damit eine Wage bei gleichen Auflagen zu beiden Seiten einspiele, müssen die Hebelarme derselben vollkommen gleich sein. Ist a die Länge des einen, b die des anderen Armes, P das Gewicht an dem einen und Q das Gewicht an dem anderen Arme, so hat man beim Einspielen

$$Pa = Qb;$$

vertauscht man aber die Gewichte, bringt man P an den anderen Arm und Q an den ersten, so hat man auch:

$$Pb = Qa,$$

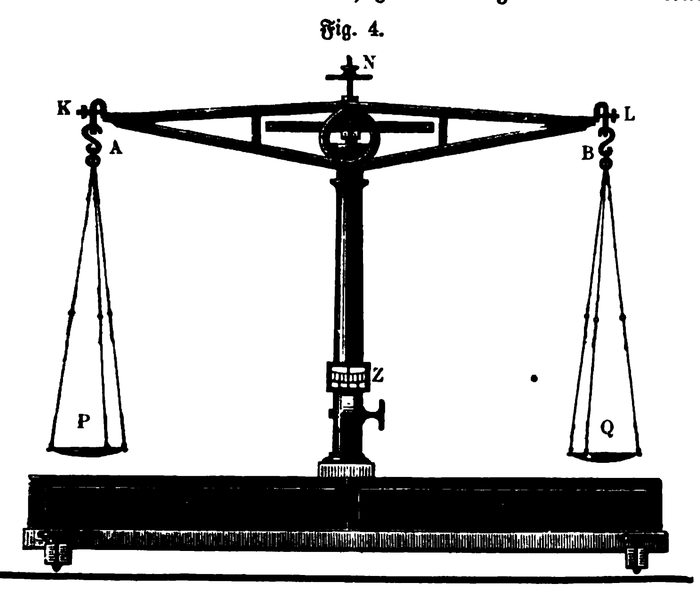
falls hierbei wieder ein Einspielen statt hat. Aus beiden Gleichungen folgt

$$\frac{a}{b} = \frac{b}{a}; \text{ d. h. } a = b.$$

Wenn also durch das Vertauschen der Gewichte das Gleichgewicht nicht gestört wird, so ist dies ein Beweis von der Richtigkeit der Wage. Diese Prüfung läßt sich aber auch auf folgende Weise bewerkstelligen. Bringt man hinter einander zwei Gewichte P und P mit einem dritten Q in der zweiten Wagschale ins Gleichgewicht, so sind dieselben unter sich gleich; legt man daher nach Wegnahme dieses dritten Gewichtes die beiden ersten auf, so hat man für den Gleichgewichtszustand $Pa = Pb$, und also auch $a = b$.

Es liefert also auch das Einspielen der Wage beim Auflegen von zwei gleichen Gewichten den Beweis der Richtigkeit der Wage unmittelbar. Kleine

Fig. 4.



Unrichtigkeiten kann man durch angeschraubte Gegengewichtchen K, L beseitigen, wie die feinere Wage (Fig. 4) vor Augen führt.

Giebt eine Wage für einen und denselben Körper die Gewichte P und Q an, je nachdem man denselben in der einen oder in der anderen Wagschale wiegt, so hat man für den wahren Werth X des Gewichtes:

$$Xa = Pb \text{ und } Xb = Qa,$$

daher:

$$X^2 \,.\, ab = PQ \,.\, ab,$$

also:

$$X^2 = PQ \text{ und } X = \sqrt{PQ}.$$

Es ist also das geometrische Mittel aus beiden Angaben das wahre Gewicht des Körpers.

Auch läßt sich

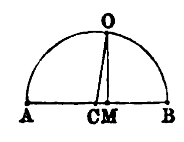
$$X = \sqrt{P(P + Q - P)} = P\sqrt{1 + \frac{Q - P}{P}},$$

annähernd

$$X = P\left(1 + \frac{Q - P}{2P}\right) = \frac{P + Q}{2}$$

setzen, wenn, wie gewöhnlich, die Abweichung $Q - P$ nicht groß ist; man kann also auch einfacher das arithmetische Mittel aus beiden Angaben als das wahre Gewicht des Körpers ansehen.

Fig. 5.

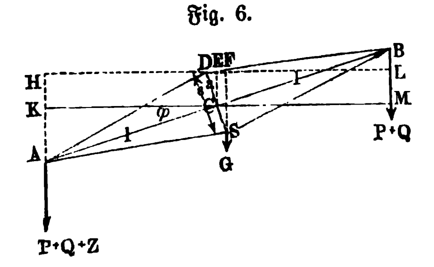


Beschreibt man über der Summe AB von $AM = P$ und $BM = Q$ einen Halbkreis AOB, Fig. 5, so repräsentirt in demselben der Halbmesser $CA = CB = CO$ den Näherungswerth $\frac{P+Q}{2}$, dagegen die Ordinate MO den genauen Werth $\sqrt{PQ}$ von X.

Bringt man die abzuwiegende Last erst durch Hülfsgewichte, wie Sand, Schrot u. s. w., auf der Wage ins Gleichgewicht, und ersetzt sie nachher durch gewöhnliche Gewichte, so geben diese ebenfalls die wahre Größe der Last an.

§. 7. **Empfindlichkeit der Wage.** Damit die Wage sich möglichst frei bewege, und namentlich durch die Axenreibung nicht aufgehalten werde, giebt man ihr eine dreikantige Stahlaxe und läßt diese auf harten Metall- oder Steinlagern ruhen. Damit ferner die Richtung der Mittelkraft der belasteten oder unbelasteten Wagschale durch den Aufhängepunkt gehe und die Reibung eine Abweichung hiervon nicht hervorbringe, also der Hebelarm der Schale unveränderlich bleibe, ist es nöthig, die Schalen ebenfalls an schneidigen Axen aufzuhängen. Wie nun auch eine solche Wage belastet ist, immer läßt sich annehmen, daß die angehängten und aufgelegten Gewichte in den Aufhängepunkten selbst angreifen,

Fig. 6.



und ebenso der Angriffspunkt der Mittelkraft in der die beiden Aufhängepunkte verbindenden geraden Linie liege. Da nach Th. I, ein aufgehangener Körper nur dann Stabilität besitzt, wenn sein Schwerpunkt unter dem Aufhängepunkte liegt, so folgt sogleich, daß die Drehaxe D, Fig. 6, einer Wage stets über den Schwerpunkt S des leeren Wagebalkens, und auch nicht unter die Linie AB durch die Aufhängepunkte zu legen ist. Der Allgemeinheit wegen wollen wir daher in Folgendem die Axe D über, und den Schwerpunkt S unter AB liegend annehmen.

Der Ausschlag oder die Abweichung des Wagebalkens von der Horizontalen bestimmt die Empfindlichkeit einer Wage; es ist daher seine Abhängigkeit von der Zulage oder Differenz der Gewichte in beiden Wagschalen kennen zu

lernen. Setzen wir in dieser Absicht die Armlänge $CA = CB$ des Wagebalkens $= l$, den Abstand CD des Drehpunktes D von der Linie AB durch die Aufhängepunkte $= a$, den Abstand SD des Schwerpunktes vom Drehpunkte $= s$, setzen wir ferner den Ausschlagswinkel $= \varphi$, das Gewicht des leeren Wagebalkens $= G$, das Gewicht auf der einen Seite $= P$ und das auf der anderen $= P + Z$, also die Zulage $= Z$, und endlich noch das Gewicht einer Wagschale sammt Aufhängeketten und Haken $= Q$, so haben wir das statische Moment auf der einen Seite der Wage:

$$(P + Q + Z) \,.\, DH = (P + Q + Z)\,(CK - DE)$$
$$= (P + Q + Z)\,(l \cos\varphi - a \sin\varphi),$$

und das auf der anderen Seite:

$$(P + Q) . DL + G . DF = (P + Q)\,(CM + DE) + G . DF$$
$$= (P + Q)\,(l \cos\varphi + a \sin\varphi) + G s \sin\varphi;$$

es ist daher für den Gleichgewichtszustand:

$$(P + Q + Z)\,(l \cos\varphi - a \sin\varphi)$$
$$= (P + Q)\,(l \cos\varphi + a \sin\varphi) + G s \sin\varphi,$$

oder, wenn man $tang\,\varphi$ einführt und transformirt:

$$([2\,(P + Q) + Z]\,a + G s)\, tang\,\varphi = Z l,$$

also die Tangente des gesuchten Ausschlagwinkels:

$$tang\,\varphi = \frac{Z l}{[2\,(P + Q) + Z]\,a + G s}.$$

Dieser Ausdruck sagt, daß der Ausschlag, und also auch die Empfindlichkeit, mit der Länge des Wagebalkens, sowie mit der Zulage gleichmäßig wächst, daß dagegen die Empfindlichkeit abnimmt, wenn die Gewichte P, Q, G und die Abstände a und s größer werden. Es ist daher eine schwere Wage weniger empfindlich als eine leichte unter übrigens gleichen Umständen, und es nimmt auch die Empfindlichkeit immer mehr und mehr ab, je größer die abzuwiegenden Gewichte sind. Um endlich die Empfindlichkeit einer Wage zu erhöhen, soll man die Aufhängelinie AB und den Schwerpunkt S des Wagebalkens dem Drehungspunkte D nahe bringen.

Wären a und s = Null, fielen also D und S in AB, so hätte man:

$$tang\,\varphi = \frac{Z l}{0} = \infty, \text{ also } \varphi = 90^0;$$

es würde also die geringste Zulage eine Drehung des Wagebalkens um 90^0 bewirken. Auch wäre in diesem Falle für $Z = 0$, $tang\,\varphi = \frac{0}{0}$, d. h. es könnte die Wage bei jeder Lage in Ruhe bleiben, wenn gleiche Gewichte

aufgelegt wären, die Wage wäre also im indifferenten Gleichgewicht und deshalb unbrauchbar. Macht man bloß $a = 0$, legt man also den Drehpunkt in die Linie AB durch die Aufhängepunkte, so hat man:

$$tang\, \varphi = \frac{Zl}{Gs},$$

es ist also in diesem Falle die Empfindlichkeit gar nicht von den angehängten und aufgelegten Gewichten abhängig, daher die Wage besonders brauchbar. Man kann durch ein angeschraubtes Gegengewicht N, wie Fig. 4 vor Augen führt, die Empfindlichkeit reguliren.

§. 8. **Stabilität und Schwingungen einer Wage.** Die Stabilität oder das statische Moment S, mit welchem eine gleichbelastete Wage in die Gleichgewichtslage zurückkehrt, wenn sie vorher einen Ausschlag φ hatte, ist bestimmt durch die Formel:

$$S = 2(P + Q)DE + G.DF = [2(P + Q)a + Gs] \sin \varphi.$$

Es wächst also das Maß $[2(P + Q)a + Gs]$ der Stabilität mit den Gewichten P, Q und G und mit den Abständen a und s, ist aber von der Länge des Wagebalkens unabhängig.

Eine schwingende Wage läßt sich mit einem Pendel vergleichen, und deren Schwingungsdauer auch nach der Theorie des letzteren berechnen. Es ist

$$2(P + Q)a$$

das statische und

$$2(P + Q)\ \overline{AD^2} = 2(P + Q)(l^2 + a^2)$$

das Trägheitsmoment der belasteten Wagschalen, ferner Gs das statische Moment des leeren Wagebalkens; setzt man noch das Trägheitsmoment desselben $= Gk^2$, so hat man die Länge des mathematischen Pendels, welches mit der Wage isochron schwingt (s. Thl. I):

$$r = \frac{2(P + Q)(l^2 + a^2) + Gk^2}{2(P + Q)a + Gs},$$

und daher die Schwingungszeit der Wage:

$$t = \pi \sqrt{\frac{2(P + Q)(l^2 + a^2) + Gk^2}{g[2(P + Q)a + Gs]}};$$

wofür man, wenn a sehr klein oder gar Null ist, setzen kann:

$$t = \pi \sqrt{\frac{2(P + Q)l^2 + Gk^2}{g\,Gs}}.$$

Man ersieht hieraus, daß die Schwingungsdauer wächst, je größer P, Q und l, je kleiner aber a und s ist. Bei gleichen Gewichten schwingt hiernach

auch eine Wage um so langsamer, je empfindlicher sie ist. Es ist also das Abwägen an empfindlichen Wagen aufhältiger als bei weniger scharfen Wagen. Aus diesem Grunde ist es denn auch nützlich, empfindliche Wagen mit Scalen (wie bei Z, Fig. 4) zu versehen. Um die Angaben dieser Scalen beurtheilen zu können, setzen wir in dem Nenner der Formel

$$tang\, \varphi = \frac{Zl}{[2(P+Q)+Z]a+Gs},\ Z=0,$$

und schreiben φ statt $tang\, \varphi$, so daß wir

$$\varphi = \frac{Zl}{2(P+Q)a+Gs}$$

erhalten. Führen wir dann statt Z, Z_1 und statt φ, φ_1 ein, so erhalten wir:

$$\varphi_1 = \frac{Z_1 l}{2(P+Q)a+Gs},$$

daher:

$$\varphi : \varphi_1 = Z : Z_1.$$

Bei kleinen Zulagen verhalten sich also die Ausschlagwinkel wie die Zulagen selbst. Es ist hiernach auch:

$$\varphi : \varphi_1 - \varphi = Z : Z_1 - Z;$$

und daher:

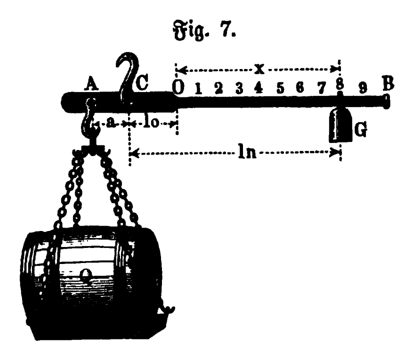
$$Z = \frac{\varphi}{\varphi_1 - \varphi}(Z_1 - Z).$$

Man findet also die einem Ausschlage φ entsprechende Zulage, indem man zusieht, wie viel der Ausschlag vergrößert wird, wenn man die Zulage um ein bestimmtes Gewicht vergrößert, und nun diese Vergrößerung $(Z_1 - Z)$ durch das Verhältniß des ersten Ausschlages zur nachherigen Vergrößerung desselben multiplicirt.

Anmerkung. Die gleicharmigen Wagen kommen in sehr verschiedenen Größen und in sehr verschiedenen Graden der Güte vor. Die gewöhnlichste Wage ist die im Handel vorkommende Krämerwage, wie sie Fig. 3 vor Augen führt; am feinsten sind aber die Probier- und solche Wagen, welche zu physikalischen und chemischen Zwecken bestimmt sind, wie deren eine in Fig. 4 abgebildet ist. An ihnen wiegt man höchstens 0,5 kg schwere Gegenstände ab, und sie geben gleichwohl noch $1/_{50}$ Gran oder $1/_{8000}$ Quentchen, also $1/_{384000}$ von dem größten Gewichte an. Die feinsten Wagen zeigen sogar noch den millionsten Theil der Last an, doch wiegt man damit nur höchstens wenige Lothe schwere Gegenstände ab. Wenn man dem Wagbalken eine Eintheilung giebt, und an demselben ein feines Drahthäkchen hängt, so kann man durch Verschiebung desselben auch ohne ganz feine Gewichte die Schärfe in der Angabe einer guten Wage vergrößern. Uebrigens lassen sich auch große Wagen, womit man centnerschwere Gegenstände abwiegt, in sehr hohem Grade empfindlich construiren, namentlich wenn man dieselben leicht, ihre Balken aus Holz u. s. w. verfertigt. S. Lardner's und Kater's Lehrbuch der Mechanik.

§. 9. **Ungleicharmige Wagen.** Der ungleicharmigen Gewichtswagen (Schnellwagen) giebt es dreierlei, nämlich die Schnellwage mit Laufgewicht, die Schnellwage mit verjüngtem Gewichte und die Schnellwage mit festem Gewichte. Die Schnellwage mit Laufgewicht (Fig. 7) ist ein ungleicharmiger Hebel AB, an dessen kürzerem Arme CA eine Schale und an dessen längerem eingetheilten Arme CB ein verschiebbares Gewicht (Laufgewicht) hängt, welches mit dem in der Schale liegenden Körper Q ins Gleichgewicht gesetzt wird.

Fig. 7.



Ist l_0 der Hebelarm CO des Laufgewichtes G, wenn dasselbe die leere Wage zum Einspielen bringt, so hat man das statische Moment, mit welchem die leere Wagschale niederzieht:

$$X_0 = G l_0.$$

Ist dagegen l_n der Hebelarm CG, wenn das Laufgewicht G der belasteten Wage das Gleichgewicht hält, so hat man für deren statisches Moment:

$$X_n = G l_n;$$

und es folgt daher durch Subtraction das Moment der aufgelegten Last Q:

$$X_n - X_0 = G\,(l_n - l_0) = G\,.\,OG.$$

Bezeichnet nun noch a den Hebelarm CA der Last und x die Entfernung OG des Laufgewichtes von dem Punkte O, wo dasselbe die leere Wage zum Einspielen bringt, so hat man:

$$Qa = Gx,$$

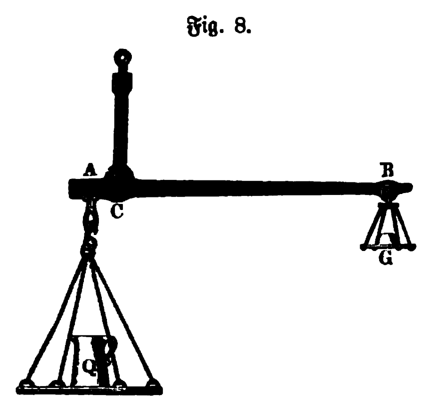
daher die Last selbst:

$$Q = \frac{G}{a}\,x.$$

Es ist also die Last oder das Gewicht Q der aufgelegten Waare der Entfernung x oder dem Wege des Laufgewichtes vom Punkte O aus proportional. Dem doppelten x entspricht ein doppeltes Q, dem dreifachen x ein dreifaches Q u. s. w.; es ist daher die Scala OB eine gleichtheilige und ihr Anfang im Punkte O. Die Einheit der nöthigen Eintheilung ergiebt sich, wenn man feststellt, welches Gewicht Q_n aufzulegen ist, um dem am Ende B niederziehenden Laufgewichte G das Gleichgewicht zu halten; es giebt dann Q_n die Anzahl der Theile und daher $\frac{OB}{Q_n}$ die Einheit der Eintheilung oder

Scala OB an. Ist z. B. das Laufgewicht auf B, wenn die Last $Q = 100$ Kilogramm beträgt, so hat man OB in 100 gleiche Theile zu theilen, und daher die Einheit der Scala $= \frac{OB}{100}$. Hat man bei einer anderen Last Q das Gewicht auf $x = 80$ stellen müssen, um die Wage zum Einspielen zu bringen, so ist auch $Q = 80$ Kilogramm; steht ebenso das Laufgewicht auf 53, so ist die Last Q, 53 Kilogramm schwer u. s. w.

Fig. 8.



Bei der Schnellwage mit verjüngtem Gewichte (Fig 8) hängt die Last an einem kurzen Arme $CA = a$, und das Gewicht an einem langen Arme $CB = b$. Das Verhältniß $\frac{CB}{CA} = \frac{b}{a}$ der Armlängen ist gewöhnlich ein sehr einfaches, z. B. $^{10}/_{1}$, in welchem Falle die Wage eine Decimalwage heißt. Hat man die leere Wage durch ein besonderes, übrigens nicht in Betracht zu ziehendes Gewicht (Tarirgewicht) zum Einspielen gebracht, so ist für das Gewicht Q des aufgelegten Gegenstandes:

$$Qa = Gb,$$

daher:

$$Q = \frac{b}{a} G.$$

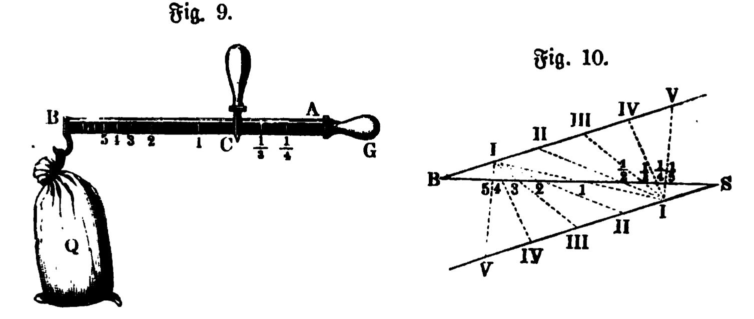
Es wird also das Gewicht der Waare gefunden, wenn man das verjüngte Gewicht mit einer unveränderlichen Zahl, z. B. bei der Decimalwage, mit 10, multiplicirt, oder das letztere $\frac{b}{a}$ mal, z. B. zehnmal so schwer setzt, als es wirklich ist.

Die Schnellwage mit festem Gewichte (dänische Wage), Fig. 9 (a. f. S.), hat eine veränderliche Drehaxe C, welche mit einer Handhabe festgehalten wird, während man den Wagebalken über sie wegschiebt und das Gleichgewicht zwischen der angehängten Last Q und dem festen Knopfe G am anderen Ende herzustellen sucht. Ihre Eintheilung ist eine ungleichtheilige, wie in der Anmerkung gezeigt wird.

Anmerkung. Um die Eintheilung der dänischen Wage (Fig. 10, a. f. S.) zu finden, ziehe man durch den Schwerpunkt S und durch den Aufhängepunkt B derselben zwei Parallellinien, trage auf diese, von S und B aus, gleiche Theile auf und ziehe von dem ersten Theilpunkte (I) jeder Parallellinie aus nach den

Theilpunkten I, II, III u. s. w. der anderen gerade Linien; diese Verbindungslinien schneiden die Axenlinie BS des Wagebalkens in den gesuchten Theilpunkten. Der Theilpunkt (1) in der Linie I÷I liegt in der Mitte zwischen B und S, bei Unterstützung desselben ist daher im Gleichgewichtszustande das Gewicht Q der Waare dem Gewicht G der ganzen Wage gleich; der Theilpunkt (2) in der

Fig. 9. Fig. 10.



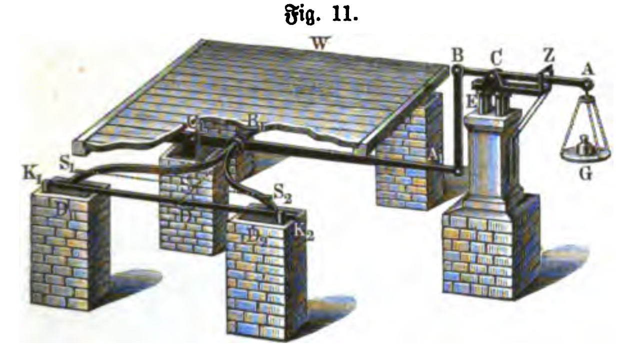
Linie I÷II steht von S doppelt so weit ab als von B; bei Unterstützung desselben ist daher im Zustande des Gleichgewichts, $Q = 2\,G$, ebenso steht der Theilpunkt (3) in der I÷III von S dreimal so viel ab als von B; es ist daher derselbe zu unterstützen, wenn $Q = 3\,G$ beträgt u. s. w. Ebenso läßt sich leicht einsehen, daß bei Unterstützung der Theilpunkte $^1/_2$, $^1/_3$ u. s. w. im Gleichgewichtszustande die Last Q, gleich $^1/_2\,G$, $^1/_3\,G$ u. s. w. ist. Man ersieht hieraus, daß die Theilpunkte für größere Lasten näher und für kleinere weiter von einander abstehen, daß also auch diese Wage einen sehr veränderlichen Grad von Empfindlichkeit besitzt.

§. 10. **Brückenwagen.** Zusammengesetzte Gewichtswagen bestehen aus zwei, drei oder noch mehr Hebeln oder Wagebalken. Es gehören hierher die Brücken-, Straßen- und Mauthwagen, die Tafelwagen u. s. w. Sie dienen meist zum Abwiegen größerer Körper und sind deshalb in der Regel verjüngte Wagen. Die Wagschale für die Last wird hier durch eine große Tafel (Brücke) ersetzt, und es ist dieselbe so zu unterstützen und mit den Hebeln zu verbinden, daß das Auf- und Abnehmen des abzuwiegenden Körpers mit Bequemlichkeit vorgenommen werden kann, und die Angabe der Wage von der Stellung und dem Orte des Körpers auf der Brücke nicht abhängt.

Eine vorzügliche Brückenwage ist die in Fig. 11 abgebildete Wage von Schwilgue in Straßburg. Diese Brückenwage besteht aus einem doppelarmigen Hebel ACB, aus einem einfachen einarmigen Hebel $A_1 B_1 C_1$ und aus zwei gabelförmigen einarmigen Hebeln $B_1 S_1 D S_2$ u. s. w. Die Drehaxen dieser Hebel sind C, C_1 und D_1, D_2. Die Brücke W ist nur zum Theil abgebildet, und von den beiden gabelförmigen Hebeln ist nur der eine sichtbar. Für gewöhnlich ruht die Brücke auf den vier Bolzen K_1, K_2 u. s. w., während des Abwiegens aber wird dieselbe durch die vier Schneiden S_1,

S_2 u. s. w., welche auf den gabelförmigen Hebeln sitzen, unterstützt. Um dies zu ermöglichen, ist das Gestell E der Wage AB beweglich und durch eine Kurbel mittelst gezahnter Räder u. s. w. (hier nicht sichtbar) auf und

Fig. 11.



nieder stellbar. Das Geschäft des Abwägens besteht in dem Auflegen der Last (Auffahren des Lastwagens), in dem Emporheben des Gestelles EC, in dem Auflegen von Gewichten in die Wagschale G und, nach bewirktem Einspielen der Wage, in dem Wiederniederlassen des Gestelles und der Brücke.

Gewöhnlich ist das Hebelarmverhältniß $\frac{CA}{CB} = 2$,

das Hebelarmverhältniß $\frac{C_1A_1}{C_1B_1} \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot = 5$,

und das Armverhältniß $\frac{DB_1}{DS} \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot = 10$;

ist demnach die leere Wage tarirt, so hat man die Kraft in B oder A_1:

$$K_1 = 2\,G;$$

die Kraft in B_1:

$$K_2 = 5\,K_1 = 10\,G,$$

und endlich die Kraft in S:

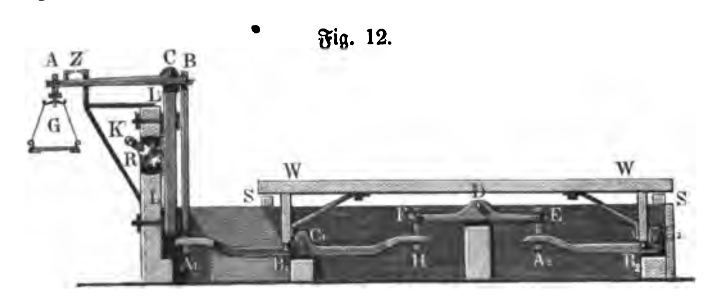
$$Q = 10\,K_2 = 100\,G;$$

es ist also beim Einspielen die aufgebrachte Last 100 mal so groß als das aufgelegte Gewicht G; und die Wage eine Centesimal- oder 100 fach verjüngende Wage.

Eine andere, von W. Becker in Straßburg construirte Brückenwage ist in Fig. 12 (a. f. S.) abgebildet. Die Brücke W dieser Wage ruht mittelst vier Säulen in B_1, B_2 u. s. w. auf den gabelförmigen einarmigen Hebeln $A_1B_1C_1$, $A_2B_2C_2$, von denen der letztere durch einen gleicharmigen Hebel EDF mit einer Verlängerung C_1H des ersteren verbunden ist. Vor dem

Abwägen ruht die Brücke auf den Lagern S, S, wenn aber die Last aufliegt, wird das Gestell LL der Wage AB, sowie auch das ganze Hebelsystem mittelst einer Kurbel K, eines gezahnten Rades R u. s. w. emporgehoben, und nun so viel Gewicht G in die Wagschale gelegt, als zum Aequilibriren nöthig ist. Wo und wie auch die Last Q auf der Brücke W aufruhe, immer

Fig. 12.



ist die Summe der Kräfte in B_1, B_2 u. s. w. der Last gleich. Nun ist aber das Verhältniß $\frac{C_2 A_2}{C_2 B_2}$ der Armlängen dem Verhältnisse $\frac{C_1 A_1}{C_1 B_1} = \frac{a_1}{b_1}$ gleich, auch die Armlänge $DE =$ der Armlänge DF, sowie $C_1 H = C_1 A_1$; es kommt daher auf Eins hinaus, ob ein Theil der Last Q von B_2 oder unmittelbar von B_1 aufgenommen werde, oder die Gleichgewichtsverhältnisse des Hebels $C_1 B_1 A_1$ sind dieselben, ob die ganze Last Q in B_1 unmittelbar, oder nur ein Theil in B_1, der andere Theil aber in B_2 aufruhe und erst mittelst der Hebel $C_2 B_2 A_2$, EDF und $C_1 H$ auf $C_1 B_1 A_1$ wirke. Ist nun noch $\frac{a}{b}$ das Armverhältniß $\frac{CA}{CB}$ der oberen Wage ACB, so hat man die Kraft in der Zugstange BA_1:

$$K = \frac{a}{b} G,$$

und daher die Größe der Belastung der vorher tarirten Brücke:

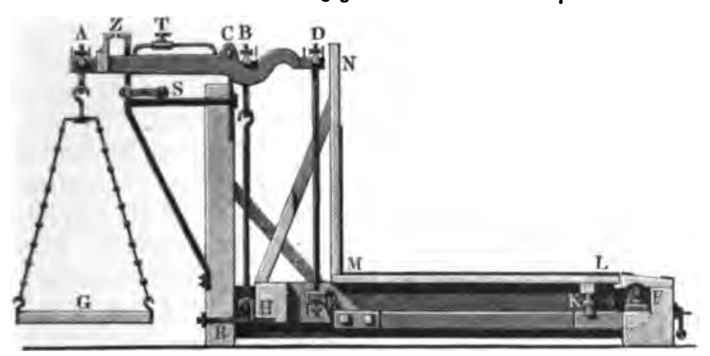
$$Q = \frac{a_1}{b_1} K = \frac{a_1}{b_1} \frac{a}{b} G.$$

Gewöhnlich ist $\frac{a}{b} = \frac{a_1}{b_1} = {}^{10}/_1$, daher $Q = 100\, G$, und die Wage eine **Centesimalwage**.

Anmerkung. Die Straßen- oder Mauthwagen erfordern nur schmale Brücken, wenn man die Lastwagen erst mit den Vorder- und dann mit den Hinterrädern auffährt. Das Gewicht des ganzen Wagens ist hier die Summe der Abwägungsresultate, wie auch die Last auf die beiden Radaxen vertheilt sei.

Tragbare Brückenwagen. In technischen Werkstätten, Fabriken §. 11.
und Manufacturen findet man die in sehr verschiedenen Größen ausgeführten tragbaren Brückenwagen von Quintenz angewendet. Eine solche, in Fig. 13 abgebildete Wage besteht aus drei Hebeln *ACD*, *EF* und *HK*. An dem ersten Hebel hängen die Wagschale *G* für die Bestimmungsgewichte und noch zwei Stangen *DE* und *BH* herab; die Stange *DE* trägt den um den festen Punkt *F* drehbaren Hebel *EKF*, und die zweite Stange *BH* trägt


Fig. 13.



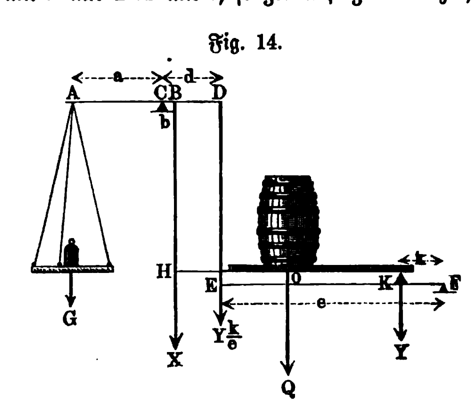
den Hebel *HK*, dessen Drehungsaxe *K* auf dem Hebel *EF* aufsitzt. Um den beiden letzten Hebeln eine sichere Lage zu verschaffen, sind dieselben gabelförmig gestaltet, und die Drehaxen *F* und *K* derselben durch je zwei Schneiden gebildet. Auf dem Hebel *HK* sitzt die trapezoidale Brücke *ML*, welche zur Aufnahme der abzuwiegenden Last bestimmt und noch mit einer Rückwand *MN* versehen ist, um die verletzlichen Theile der Wage vor Beschädigung zu schützen. Vor und nach dem Abwägen ruht der durch einen Rahmen gebildete Hebel *HK* auf drei Stiften, wovon in der Durchschnittszeichnung nur der eine (*R*) sichtbar ist, der Wagebalken *AD* aber wird durch eine mit einer Handhabe ausgerüstete hebelförmige Arretirung *S* unterstützt. Hat man die Waare aufgebracht, so legt man die Arretirung nieder und setzt nun so viel Gewicht auf *G*, bis *AD* zum Einspielen kommt. Nach diesem wird die Arretirung wieder gehoben, so daß sich *HK* wieder auf die drei Bolzen aufsetzt und die Last, ohne die Wage zu beschädigen, abgenommen werden kann. Den horizontalen Stand von *AD* erkennt man an dem Zeiger *Z*, und die leere Wage tarirt man durch ein verschiebbares Gewicht *T* oder durch eine besondere Zulage bei *G*.

Wie bei allen Wagen, so ist es auch bei dieser Brückenwage nöthig, daß ihre Angabe nicht von der Lage und der Stellung des abzuwiegenden Körpers auf der Brücke abhänge; damit aber dieser Bedingung Genüge geleistet werde,

ist es erforderlich, daß das Verhältniß $\frac{FK}{FE} = \frac{k}{e}$ der Arme des Hebels EKF, Fig. 14, gleich sei dem Hebelarmverhältniß $\frac{CB}{CD} = \frac{b}{d}$ des Wagebalkens AD.

Bezeichnet man die Hebelsarme CA mit a, CB mit b, CD mit d, FK mit k und FE mit e, so gelten folgende Beziehungen. Die an irgend einer Stelle O auf die Brücke gesetzte Last Q wirkt mit einer gewissen Zugkraft X durch die Zugstange HB auf B und mit einer anderen Kraft $Y = Q - X$ in K auf den Hebel FE. Infolge der Zugkraft X wird auf den Hebel ACB ein statisches Moment Xb ausgeübt, während der Druck Y in K einen Zug $Y \frac{k}{e}$ in D erzeugt, somit

Fig. 14.



ein statisches Moment $Y \frac{k}{e} d$ auf den Hebel ACD ausübt. Letzterer ist daher dem Momente

$$Xb + Y \frac{k}{e} d = b \left(X + Y \frac{k}{e} \frac{d}{b}\right)$$

ausgesetzt. Dieser Werth geht unter der oben gemachten Voraussetzung $\frac{k}{e} = \frac{b}{d}$ über in $b (X + Y) = b Q$, d. h. unter dieser Voraussetzung wirkt die Kraft Y genau so auf den Hebel CD, als wenn dieselbe direkt in B angriffe. Man hat daher hier, wie bei der einfachen Wage:

$$Ga = (X + Y) b = Qb,$$

und daher das gesuchte Gewicht:

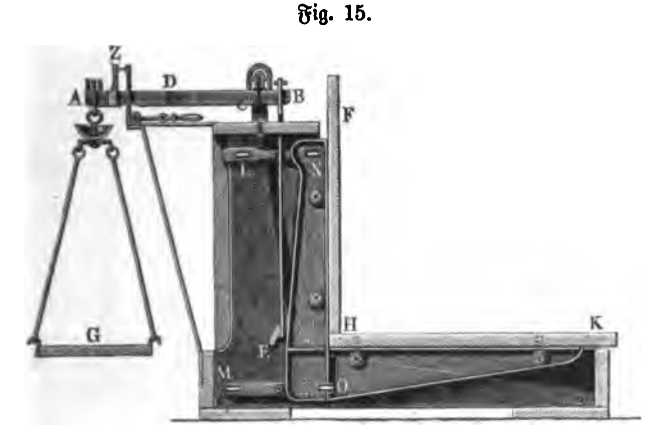
$$Q = \frac{a}{b} G,$$

z. B. $= 10 G$, wenn die Armlänge CB in der Armlänge CA, 10 mal enthalten ist. Diese Wage prüft man, indem man untersucht, ob ein nach und nach in mehreren, und zumal in den Eckpunkten der Brücke aufgelegtes

Gewicht Q stets einem $\frac{a}{b}$ (10) mal so kleinen Gewichte G in der Wagschale das Gleichgewicht hält.

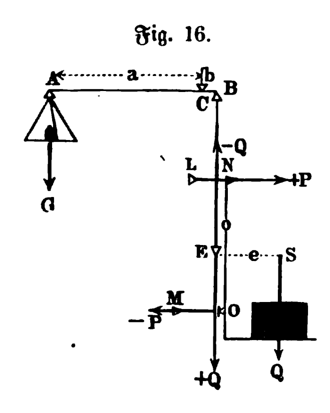
Eine andere eigenthümliche Brückenwage ist die von George in Paris, s. Bulletin de la Société d'Encouragement, Avril 1844, oder Dingler's Polyt. Journal, Bd. 93. Die wesentliche Einrichtung einer solchen Wage ist folgende. ACB, Fig. 15, ist eine Decimalwage mit der Wagschale G und dem Zeiger Z, welche rechts von D in zwei Arme ausläuft,

Fig. 15.



wovon jeder mittelst einer Schneide C auf dem Gestelle aufruht und mittelst einer anderen Schneide B eine Zugstange BE erfaßt, woran die Brücke FHK hängt. Damit sich die letztere nicht um den Aufhängepunkt E drehe und umschlage, ist das Wagegestell mit zwei Paar horizontalen Schneiden L, M, sowie der Rahmen, welcher die Brücke trägt, mit zwei Paar Schneiden wie N, O ausgerüstet, und sind je zwei dieser Schneiden durch Querstangen LN, MO dergestalt mit einander verbunden, daß die Componenten der aus der excentrischen Belastung der Brücke hervorgegangenen Kräftepaare von N auf L durch Zug und von O auf M durch Druck übertragen werden.

Fig. 16.



Denkt man sich im Aufhängepunkte E der Brücke HK, Fig. 16, zwei gleiche Verticalkräfte $+ Q$, $- Q$ angebracht, so bildet die eine $(- Q)$ mit

der Belastung Q der Brücke ein Kräftepaar, welches von dem Gestelle mittelst der Querstangen aufgenommen wird, während die andere Kraft $(+Q)$ mittelst der Zugstange BE auf den Wagebalken ACB wirkt. Ist e der Abstand ES des Aufhängepunktes E von der Last Q und o der Abstand NO der Schneiden N und O oder L und M von einander, so hat man der Theorie der Kräftepaare zufolge (s. Th. I) für die Kräfte $+P$, $-P$, mit welchen die Brücke auf die festen Schneiden L, M wirkt,

$$Po = Qe,$$

und daher

$$P = \frac{e}{o} Q.$$

Sind ferner a und b die Hebelarme CA und CB des Wagebalkens, und ist G das aufgelegte Gewicht, so hat man für den Gleichgewichtszustand der übrigens tarirten Wage:

$$Ga = Qb,$$

und daher:

$$G = \frac{b}{a} Q.$$

Es hängt also nur die Horizontalkraft $\pm P$, nicht aber das aufgelegte Gewicht G von der Entfernung e oder von der Lage der Last Q auf der Brücke ab.

Zu den einfacheren Wagen mit verjüngten Gewichten gehört die sogenannte schwedische Schiffswage. Dieselbe besteht in der Hauptsache aus zwei übereinander hängenden ungleicharmigen Wagebalken, welche so mit einander verbunden sind, daß die Kraft des unteren Balkens als Last des oberen wirkt. Sind folglich bei beiden Balken die Lastarme 10 mal in den Kraftarmen enthalten, so giebt die Kraft oder das Gewicht G in der Wagschale des langen Armes des oberen Balkens die Last Q in der Wagschale des kürzeren Armes vom unteren Balken hundertfach verkleinert an.

Nach demselben Principe ist auch die Decimal- und Centesimalwage von Joseph Beranger (s. Polyt. Centralblatt, 1850) construirt. Es besteht dieselbe ebenfalls aus zwei Balken ACB und $A_1 B_1 C_1$, Fig. 17, mit den Armverhältnissen:

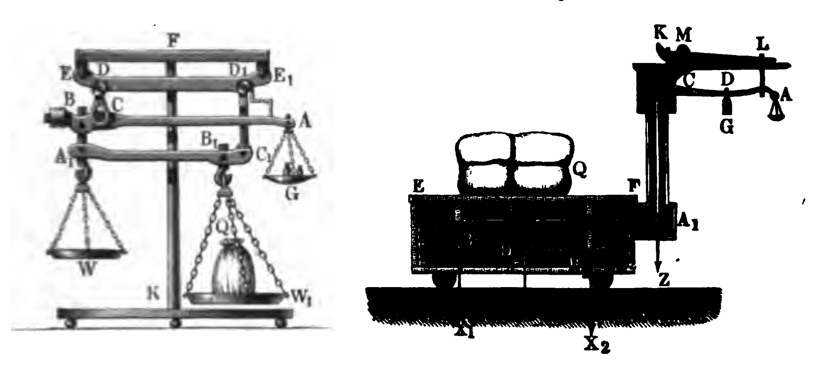
$$\frac{CA}{CB} = \frac{C_1 A_1}{C_1 B_1} = 10.$$

Die Scheeren CD, $C_1 D_1$ derselben sind mit einem dritten Balken DD_1 verbunden, welcher mittelst zwei Oesen E und E_1 an das Gestell FK angehangen wird. Während der obere Wagebalken nur die kleine, zur Aufnahme der Gewichte dienende Wagschale G trägt, sind an den unteren

Wagebalken zwei Wagschalen W und W_1 zur Aufnahme der Last oder des abzuwiegenden Körpers angebracht. Je nachdem man nun diese Last Q in die eine oder in die andere Wagschale legt und mit G ins Gleichgewicht setzt, erhält man die Größe von Q gleich dem zehn- oder hundertfachen Gewichte G.

Eine englische auf Rädern ruhende Brücken- oder Tafelwage ist der Hauptsache nach in Fig. 18 abgebildet. Die Brücke oder Tafel EF zur Aufnahme der Last Q bildet hier den Deckel eines Kastens, worin der

Fig. 17. Fig. 18.



Hebelmechanismus der Wage eingeschlossen ist und ruht mittelst vier Füßen auf den Schneiden B_1, B_2 u. s. w. der um C_1 und C_2 drehbaren Hebel oder Wagebalken $C_1 B_1 D_1$ und $C_2 B_2 D_2$, welche unter sich durch eine Hängestange $D_1 D_2$ und mit dem Wagebalken ABC durch eine andere Stange BA_1 verbunden sind.

Die Scheere CK des letzteren Wagebalkens hängt an einem um M drehbaren Hebel KL, dessen Ende L niedergedrückt wird, um C und hiermit auch EF zu heben und die Wage ins Spiel zu setzen.

Ist derjenige Druck, welchen die Doppelschneide B_1 erleidet, gleich X_1, ferner derjenige Druck, welchen die Doppelschneide B_2 aufnimmt, gleich X_2, und sind die Hebelarme $C_1 A_1 = a_1$, $C_1 B_1 = C_2 B_2 = b_1$ und $C_1 D_1 = C_2 D_2 = d_1$, so hat man die Zugkraft in $D_1 D_2$:

$$Y = \frac{b_1 X_2}{d_1}$$

und die in BA_1:

$$Z = \frac{b_1 X_1}{a_1} + \frac{d_1 Y}{a_1} = \frac{b_1 X_1 + b_1 X_2}{a_1} = \frac{b_1 (X_1 + X_2)}{a_1} = \frac{b_1 Q}{a_1}.$$

Bezeichnet endlich a den veränderlichen Arm CD des Laufgewichtes G, und b den Arm CB der Zugkraft Z, so hat man, unter der Voraussetzung, daß die leere Wage durch ein besonderes Gewicht A tarirt ist:

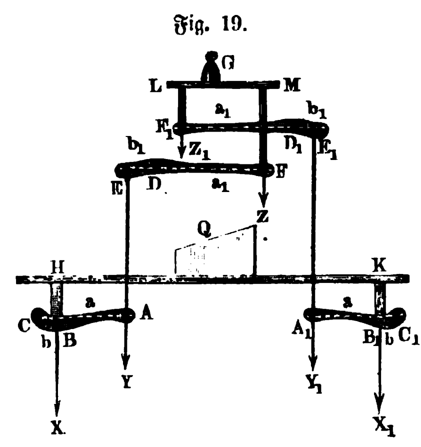
$$Ga = Zb = \frac{b_1 b Q}{a_1},$$

und daher die Last:

$$Q = \frac{a a_1}{b b_1} G.$$

Die Einrichtung einer Tafelwage nach Kuppler ist aus Fig. 19 zu ersehen. Die Last Q wird hier auf eine Tafel HK und das Gewicht G auf eine Tafel LM gelegt; während die erstere vorzüglich von den Hebeln ABC und $A_1 B_1 C_1$ unterstützt wird, ruht die letztere zunächst auf den Hebeln DEF und $D_1 E_1 F_1$, welche durch die Zugstangen AE und $A_1 E_1$ mit den ersteren Hebeln verbunden sind. Bezeichnet man die Arme $CA = C_1 A_1$ durch a, die Arme $CB = C_1 B_1$ durch b, ferner die Arme $DF = D_1 F_1$ durch a_1 sowie die Arme $DE = D_1 E_1$ durch b_1, und setzt man die aus Q hervorgehenden Drücke auf B und B_1 gleich X und X_1, so hat man die hieraus resultirenden Kräfte in den Zugstangen AE und $A_1 E_1$:

Fig. 19.



$$Y = \frac{b}{a} X \quad \text{und} \quad Y_1 = \frac{b}{a} X_1,$$

und die das Gewicht G aufnehmenden Kräfte in den Füßen FM und $F_1 L$ der Tafel LM:

$$Z = \frac{b_1}{a_1} Y = \frac{b b_1}{a a_1} X \text{ und } Z_1 = \frac{b_1}{a_1} Y_1 = \frac{b b_1}{a a_1} X_1,$$

so daß nun

$$G = Z + Z_1 = \frac{b b_1}{a a_1} (X + X_1) = \frac{b b_1}{a a_1} Q,$$

sowie umgekehrt

$$Q = \frac{a a_1}{b b_1} G,$$

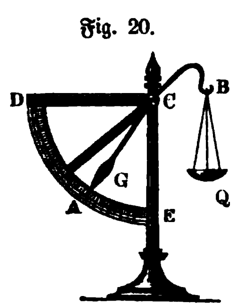
z. B. für

$$\frac{a_1}{b_1} = \frac{a}{b} = 10,\ Q = 100\ G \text{ folgt.}$$

Anmerkung. Ueber die Brückenwagen wird ausführlich gehandelt in Hülsse's Allgemeiner Maschinenencyclopädie, Bd. II, Art. Brückenwagen; nächstdem auch in Gerstner's Mechanik, Bd. I. Ueber Hofmann's Tafelwagen, welche ebenfalls hierher zu zählen sind, ist in Poggendorff's Annalen 1845 und in Dingler's Polyt. Journal, Bd. 97, nachzusehen. Es gehören hierher auch die Wagen von Kuppler und Baumann, welche im Baierischen Kunst- und Gewerbeblatt, Jahrgang 1845 und dem oben citirten Artikel in der Allgemeinen Maschinenencyclopädie abgehandelt werden. S. auch die Beschreibung der Brückenwage zum Wägen belasteter Wagen von Däntzer und Schmidt in Bd. 27 (1861) des polytechnischen Centralblattes. Eine ausführliche Abhandlung über die Wagen von Burg enthält auch Prechtl's Technologische Encyclopädie Bd. 20. Nächstdem ist Rühlmann's allgemeine Maschinenlehre Bd. I zu empfehlen. Eine Brückenwage eigenthümlicher Construction, von Herrn Prof. Schönemann, wird in einer besonderen Monographie, Wien 1855, beschrieben. Die Parallelbewegung der Brückenwagen ist in Th. III, 1 behandelt.

Zeigerwage. Die Zeigerwage ist ein ungleicharmiger Hebel ACB, §. 12.
Fig. 20, welcher das Gewicht Q der angehängten Waare mittelst eines über einer festen Scala DE weggehenden Zeigers CA angiebt, indem sich das an dem Zeiger befestigte Gewicht G mit Q ins Gleichgewicht setzt. Um die Theorie dieser Wage zu entwickeln, denken wir uns zunächst den einfachen Fall, daß die Zeigerlinie CD durch den Aufhängepunkt B der Wagschale, Fig. 21 (a. f. S.), gehe. Ist die leere Wage im Gleichgewicht, also ihr Schwerpunkt S_0 senkrecht unter der Drehaxe C, so stehe der Zeiger in CD_0, und es befinde sich der Aufhängepunkt der Last in B_0. Legt man aber eine Last Q hinzu, so komme B_0 nach B, D_0 nach D und S_0 nach S, es erhalte also die Last Q den Hebelarm CK und das Gewicht G der leeren Wage den Hebelarm CH. Es ist für den neuen Gleichgewichtszustand:

Fig. 20.



$$Q \,.\, CK = G \,.\, CH.$$

Fällt man D_0N winkelrecht gegen CD, so erhält man in CD_0N und SCH zwei ähnliche Dreiecke, weshalb sich

$$\frac{CH}{CS} = \frac{D_0N}{CD_0},\ \text{also}\ CH = \frac{CS \,.\, D_0N}{CD_0}$$

setzen läßt. Da nun auch die Dreiecke D_0PN und CBK einander ähnlich sind, so hat man auch:

$$\frac{CK}{CB} = \frac{D_0N}{D_0P}, \text{ also } CK = \frac{CB \,.\, D_0N}{D_0P},$$

und daher mit diesen Werthen:

$$Q\,\frac{CB \,.\, D_0N}{D_0P} = G\,\frac{CS \,.\, D_0N}{CD_0},$$

d. i.:

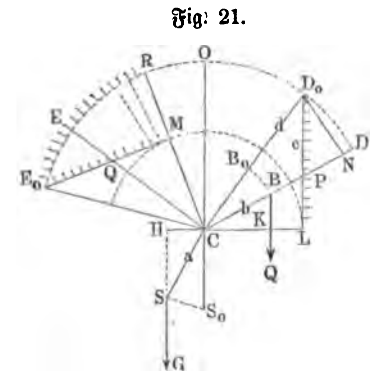
$$Q = \frac{CS}{CB} \cdot \frac{D_0P}{CD_0}\,G;$$

oder, wenn man $CS = a$, $CB = b$, $CD_0 = CD = d$ und $D_0P = x$ setzt:

$$Q = \frac{a}{b}\,\frac{x}{d}\,G.$$

Es wächst also Q mit dem Abschnitte $D_0P = x$ der Zunge auf der Verticalen D_0L, und es läßt sich daher D_0L als eine gleichtheilige Scala gebrauchen. Hat man durch Auflegen einer bekannten Last den entsprechenden Theilpunkt P auf dieser Scala gefunden, so erhält man folglich andere Theilpunkte, wenn man den Raum D_0P in gleiche Theile theilt.

Fig. 21.



Geht die Zeigerlinie CD_0 nicht durch den Aufhängepunkt B, sondern hat sie eine andere Richtung CE_0, so findet man die entsprechende gleichtheilige Scala E_0M, wenn man das rechtwinkelige Dreieck CD_0L als CE_0M über CE_0 legt. Um endlich eine anders gerichtete oder kreisförmige Scala E_0R zu erhalten, zieht man aus dem Drehpunkt C gerade Linien durch die Theilpunkte der E_0M bis zum Kreise, welchen die Zeigerspitze durchläuft.

Anmerkung. Es giebt noch andere Zeigerwagen, z. B. die Zeigerwage von Du Mont, die Zeigerwage von Braby u. s. w.; auch gehört hierher Weber's Kettenwage, sowie Steinheil's Brückenwage mit Zeiger, welche nicht mittelst Schneiden unterstützt, sondern an Fäden oder Bändern aufgehangen ist. Bei diesen Wagen bildet die Scala mit dem Gewichte ein Ganzes, und es dient ein die

Wagschale tragendes Loth als Zeiger. Die Zeigerwagen kommen im praktischen Leben als Garn-, Sortir-, Papier-, Briefwagen u. s. w. vor. Siehe den Artikel „Wage“ im Band 20 von Prechtl's Technologische Encyklopädie, sowie im Band 10 von Gehler's Physikalischem Wörterbuche.

Federwage. Federwagen oder Federdynamometer bestehen aus gehärteten Stahlfedern, auf welche die zu messenden Gewichte oder Kräfte wirken, und aus Zeigern, welche auf Scalen hinlaufen, wo sie die von den Kräften hervorgebrachten Formänderungen anzeigen und dadurch die Größe der Kräfte mittelbar angeben. Diese Stahlfedern müssen vollkommen elastisch sein, d. h. sie müssen nach Wegnahme der Kraft ihre erste Gestalt wieder vollkommen annehmen. Aus diesem Grunde darf man die Federwagen auch nur bis zu einem gewissen, ihrer Stärke entsprechenden Grade belasten; geht man damit über die Elasticitätsgrenze hinaus, so verlieren sie ihre vollkommene Elasticität und werden dadurch ganz unbrauchbar. Die zu diesen Wagen verwendeten Federn sind von sehr verschiedenen Formen. Zuweilen sind diese schraubenförmig gewunden, und in ein cylindrisches Gehäuse eingeschlossen, so daß sie durch ihre Verlängerung oder Verkürzung in der Axenrichtung dieses Cylinders die Größe der in eben dieser Richtung wirkenden Kraft anzeigen. Eine solche Federwage, wie sie in Frankreich gebraucht wird, ist in Fig. 22 abgebildet. Das eingetheilte Stäbchen AB endigt sich oben in einem Ringe C zum Aufhängen und unten in einem Kolben B, und ist mit einer, in der Figur durchschnitten dargestellten Schraubenfeder umgeben, welche nebst dem Kolben B von dem cylindrischen Gehäuse DE umschlossen wird. Das letztere hat oben eine rectanguläre Oeffnung für das eingetheilte Stäbchen und trägt unten einen Haken H, woran der abzuwiegende Körper gehangen wird. Da hier das Gewicht des in H hängenden Körpers mittelst der Feder auf den festen Kolben B des Stäbchens AB wirkt, so wird sich natürlich diese Feder um so mehr zusammendrücken, folglich das Gehäuse DE um so tiefer herabsinken und ein um so größerer Theil AD der Scala sichtbar werden, je größer dieses Gewicht ist. §. 13.

Fig. 22.

Bei anderen Federwagen bildet die Stahlfeder einen offenen Ring $ABDEC$, Fig. 23 (a. f. S.), und es ist der Zeiger CZ durch ein Scharnier mit einem Ende C derselben verbunden, sowie durch das geschlitzte andere Ende A gesteckt. Wird der bei B befindliche Ring festgehalten, während eine Kraft P an dem Haken E zieht, so gehen die Enden A und C in der Richtung der Kraft aus einander und es steigt der Zeiger CZ bis zu einer

gewissen Stelle an der bei *D* auf der Feder befestigten Scala in die Höhe. Hat man vorher durch bekannte angehängte Gewichte die Eintheilung der Scala bestimmt, so läßt sich nun an dieser Scala die Größe der unbekannten und auf die Wage wirkenden Kraft *P* bestimmen.

Fig. 23.

In Fig. 24 ist die hintere Ansicht einer französischen Federwage derselben Art abgebildet. Die Feder *ABC* ist hier bei *A* auf der hinteren Seite eines kreisrunden Zifferblattes befestigt, sowie mit einem Haken *D* und Ringe *E* zum Aufhängen verbunden, und trägt mit dem freien Ende *C* eine Hakenverbindung *FH*, an welche die abzuwiegende Waare gehangen wird. Auch ist an dieses Federende *C* ein gezahnter Arm *CK* angeschlossen, welcher mit seinen Zähnen in ein Zahnrädchen *L* eingreift, auf dessen Axe der (in der Figur nur zum Theil sichtbare) Zeiger *Z* sitzt. Dieser gezahnte Arm läßt sich in der Führung *MNO* verschieben, welche mit *A* und dem Zifferblatte fest verbunden ist, und auch die Axenlager des Weisers und Zahnrades *L* trägt. Es ist leicht einzusehen, wie durch die in *H* angreifende Last der Arm *CK* abwärts gezogen und dadurch das Zahnrädchen sammt dem Zeiger *LZ* in Bewegung gesetzt wird, so daß der letztere durch seinen Stand auf dem Zifferblatte die Größe der Last angeben kann. Eine ähnliche Einrichtung zeigen auch die namentlich als Küchenwagen vielfach gebrauchten Tafelfederwagen, bei denen ein zur Aufnahme der Wage dienender kreisförmiger Teller auf einer Schraubenfeder ähnlich der in Fig. 22 ruht.

Fig. 24.

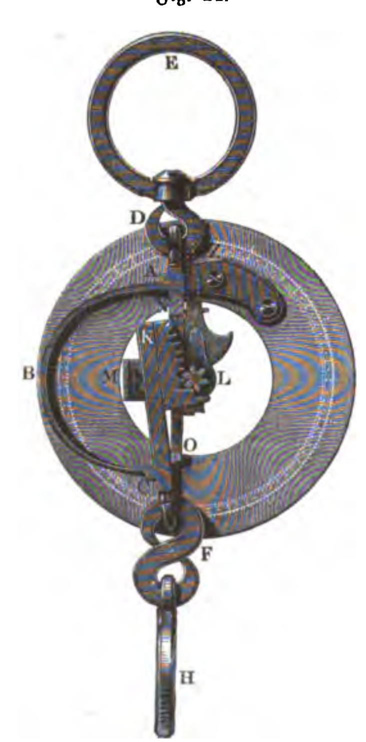
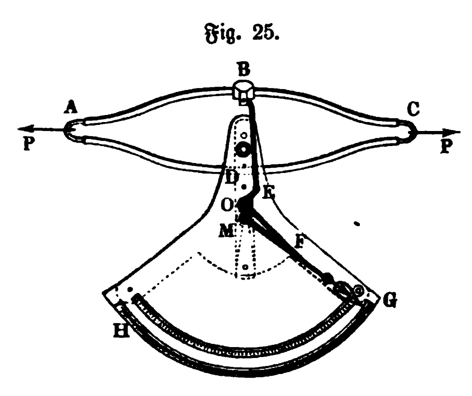


Fig. 25 zeigt einen Kraftmesser oder Dynamometer von Regnier; *ABCD* ist die einen geschlossenen Ring bildende Stahlfeder, die

entweder durch Kräfte in *A* und *C* ausgezogen oder durch Kräfte in *B* und *D* zusammengedrückt wird; *DEGH* ist ein mit zwei Kreisscalen versehener und bei *DE* mit der Feder fest verbundener Sector, ferner *MG* ein um *M* drehbarer und auf den Scalen hinlaufender Doppelzeiger, und *EOF* ist ein Winkelhebel, welcher bei der Einwirkung der Kräfte und der Annäherung der Punkte *B* und *D* durch eine Stange *BE* um *O* gedreht wird, und den Zeiger *MG* mit Hülfe des Armes *OF* in Bewegung setzt. Damit der Zeiger nach Einwirkung der Kraft seinen Stand behält und dieser bequem abgelesen werden kann, wird der Zeiger auf seiner unteren Seite mit einem sich auf der Zeigerebene reibenden Tuchläppchen versehen. Die eine Scala dient für eine Zugkraft in *A* und *C*, die andere für einen Druck in *B* und *D*.

Fig. 25.



Federdynamometer. Die vollkommensten und für maschinelle Zwecke brauchbarsten Federdynamometer hat der General Morin bei seinen Versuchen über Reibung u. s. w. angewendet, und in der besonderen Abhandlung (Description des appareils chronométriques à style et des appareils dynamométriques. Metz 1838) beschrieben. Diese Dynamometer sind aus zwei gleichen Stahlfedern *AB* und *CD* zusammengesetzt, und geben die Größe der in der Mitte *M* der einen Feder angreifenden Kraft *P* durch die bewirkte Vergrößerung der Entfernung *MN* zwischen beiden Federmitten an. Um nun die Größe einer Kraft, z. B. die Zugkraft der Pferde vor einem Wagen, zu finden, wird die Feder *CD* in der Mitte *N* durch einen Bolzen mit dem Wagen fest verbunden, und die Zugkette der Pferde mittelst der Oehse *U* in *M* angeschlossen, und es läßt sich durch einen Zeiger in *M* an einer mit *N* verbundenen Scala der die Kraft *P* messende relative Weg von *M* beobachten. Sind die Federn parallelepipedisch geformt und von der Länge *l*, Breite *b* und Dicke *h*, so hat man nach Th. I die der Kraft entsprechende Bogenhöhe: §. 14.

$$a = \frac{1}{48}\,\frac{Pl^3}{WE} = \frac{1}{4}\,\frac{Pl^3}{Ebh^3};$$

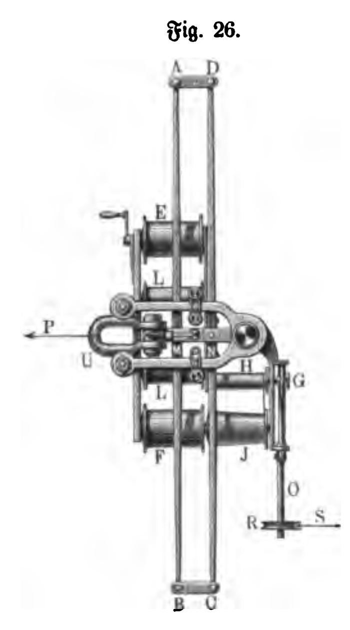
es wächst folglich die Bogenhöhe wie die Kraft und es läßt sich also bei diesem Dynamometer eine gleichtheilige Scala anwenden. Da hier die Aus-

biegung s von zwei Federn angegeben wird, so hat man dieselbe doppelt so groß als die einfache Bogenhöhe, d. i.:

$$s = \frac{1}{2} \frac{P l^3}{E \cdot b h^3}.$$

Um Material zu ersparen und größere Durchbiegungen zu erhalten, giebt man lieber diesen Federn die bekannte parabolische Form eines Körpers von gleichem Widerstande, wobei sie zwar eine constante Breite, dagegen eine nach den Enden zu allmälig abnehmende Dicke erhalten (s. Thl. I), und die Durchbiegung doppelt so groß ausfällt, als bei einem Körper von constanter Dicke h. Es ist also für solche parabolische Doppelfedern:

Fig. 26.



$$s = \frac{P l^3}{E b h^3} = \frac{1}{E b} \left(\frac{l}{h}\right)^3 P = \nu P,$$

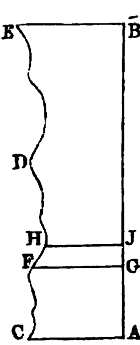
wenn ν eine Erfahrungszahl bezeichnet.

Wenn man vor der Anwendung eines solchen Instrumentes ein bekanntes Gewicht angehängt und die bewirkte Ausbiegung s beobachtet hat, so läßt sich das Verhältniß ν zwischen Ausbiegung und Kraft berechnen, und dieselbe zur Anfertigung der Scala benutzen. Bei Anwendung des besten Stahles hat sich gezeigt, daß die Bogenhöhe bis $\frac{1}{10}$ der Länge ausfallen kann, ehe das Verhältniß zwischen Kraft und Weg ein anderes und die Elasticitätsgrenze überschritten wird.

Würde die auf die Feder ausgeübte Zugkraft fortwährend den nämlichen Werth P behalten, so hätte man die von dem Motor auf einem gewissen Wege s verrichtete Arbeit einfach als das Product Ps gefunden. Nun wirkt die Zugkraft der Pferde aber niemals in unveränderter Größe, vielmehr ist dieselbe sehr veränderlich entsprechend den wechselnden Widerständen, welche das Gefährt findet. Zu einer einigermaßen sicheren Bestimmung der geleisteten Arbeit ist es daher nöthig, den mittleren oder durchschnittlichen Werth der Kraft P zu kennen. Zu diesem Zwecke hat man vielfach den Apparaten eine solche Einrichtung gegeben, vermöge deren von ihnen eine Zeichnung entworfen wird, aus welcher die Größe der Kraft P für jeden Augenblick zu ersehen ist. Alle diese sogenannten Registrirapparate beruhen darauf, daß mit dem Zeiger, dessen Ausschlag die Größe der ausgeübten Kraft zu erkennen giebt, ein Schreibstift verbunden wird, welcher auf einem

unter ihm fortbewegten Papierstreifen eine Linie zeichnet. Dieser Papierstreifen erhält seine fortschreitende Bewegung in einer Richtung senkrecht zu derjenigen, in welcher der Zeiger oder Stift bei schwankender Zugkraft schwingt. Hieraus ergiebt sich, daß der Schreibstift auf dem Papierstreifen eine gerade, mit dessen Bewegungsrichtung parallele Linie zeichnet, sobald die Zugkraft *P*, also auch der Ausschlag der Feder einen constanten Werth hat, während diese Linie einen wellenförmigen oder zickzackartigen Verlauf zeigen muß, wenn die Zugkraft *P* allmäligen oder plötzlichen Aenderungen unterworfen ist. Die Einrichtung dieses Zeichenapparates ist bei dem Morindynamometer (Fig. 26) zu erkennen. Der auf einer kleinen Rolle *E* befindliche Papierstreifen wird auf eine ebensolche Rolle *F* aufgewickelt, sobald der letzteren eine Umdrehung um ihre Axe gegeben wird. Zwei kleinere Rollen *LL* dienen hierbei zur Stütze des Papierstreifens, auf welchem der bei *M* mit der Feder *AB* verbundene Schreibstift eine Linie zeichnet. Selbstverständlich ist das Gestell der Walzen *E*, *F* und *L* mit der anderen, fest am Wagen angebrachten Feder *DC* verbunden. Die langsame Bewegung des Papierstreifens wird hierbei automatisch von der Bewegung des Wagens abgeleitet, dessen eine in der Figur nicht weiter angegebene Axe mit einer Schnurscheibe versehen ist, deren Schnur *S* die Rolle *R* auf der Axe *O* in Umdrehung setzt, proportional mit der fortschreitenden Bewegung des Wagens. Eine auf der Axe *O* befindliche Schraube ohne Ende dreht nun sehr langsam durch das Schneckenrad *G* die Rolle *H*, welche einen auf *J* aufgewickelten Faden an sich zieht und auf diese Weise die Bewegung der mit *J* auf derselben Axe festen Rolle *F* und des Papierstreifens bewirkt.

Fig. 27.



Die von dem Schreibstifte auf dem Papierstreifen zurückgelassene Linie giebt ein Mittel zur genauen Bestimmung der während der betreffenden Zeit von dem Motor verrichteten Arbeit. Es sei etwa *CDE* (Fig. 27) eine solche von dem Stifte während einer gewissen Zeit beschriebene Linie und *AB* sei die Nulllinie, d. h. diejenige, welche der Stift beschreibt, wenn bei der Zugkraft gleich Null der Streifen bewegt wird. Dann ist der Inhalt der Fläche *ACDEB* ein Maß für die verrichtete Arbeit, wie leicht daraus folgt, daß die Ordinaten wie *AC*, *GF* den jedesmaligen Zugkräften *P* und die Abscissen *AG*, *AJ* den zurückgelegten Wegen proportional sind. So ist z. B. während der Zeit, in welcher der Stift das Stück *FH* gezeichnet hat, der Streifen also um *GJ* fortgezogen ist, eine Arbeit verrichtet, welche man erhält, wenn man die Kraft *P*, die dem Ausschlage *GF* nach der Scala des Dynamometers entspricht, mit dem Wege *s* multiplicirt, den der ganze Apparat zurücklegen muß, um eine

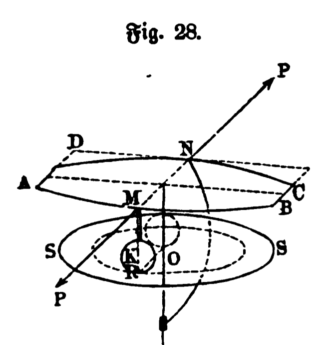
Bewegung des Streifens im Betrage GJ zu veranlassen. Das Trapez $GFHJ$ giebt daher in seinem Inhalte das Maß für die gedachte Arbeit an, und zwar stellt jedes Quadratmillimeter dieser Fläche eine mechanische Arbeit von pl Meterkilogrammen vor, wenn 1 Millimeter der Kräftescala einer Zugkraft von p Kilogrammen und 1 Millimeter Streifenbewegung einem Fortschreiten des Wagens um l Meter entspricht. Es ist auch klar, daß man die durchschnittliche Zugkraft für den gedachten Versuch erhält, wenn man die gefundene Leistung durch den Weg dividirt, d. h. wenn man die Fläche $ACDEB$ in ein Rechteck von der Basis AB verwandelt, so ergiebt die Höhe desselben nach der Kräftescala den durchschnittlichen Druck.

Unerläßlich ist hier die Bedingung, daß die Bewegung des Papierstreifens stets mit der des Wagens proportional geschehe, daß also nirgend ein Gleiten des den Betrieb des Streifens vermittelnden Wagenrades stattfinde, eine Bedingung, welche bei der Unebenheit der Fahrstraße nicht immer zu erfüllen ist. Dieser Uebelstand wird zwar vermieden, wenn man, wie dies bei dem Burg'schen Dynamographen der Fall ist, die Bewegung des Papiers durch ein Uhrwerk veranlaßt, indessen ist in diesem Falle die Größe der umschriebenen Fläche nicht mehr ein Maß der geleisteten Arbeit, insofern als die Wege des Papiers jetzt mit den verflossenen Zeiten, nicht aber mit den Weglängen des Motors proportional sind. In diesem Falle wird auch der Streifen bewegt und vom Stifte eine Linie gezeichnet, wenn der Apparat ganz festgehalten wird, also eine mechanische Arbeit vom Motor gar nicht geleistet wird.

Morin und Poncelet sind in der Construction der Dynamometer noch weiter gegangen, derart nämlich, daß sie durch sinnreiche Einrichtungen die verrichtete Arbeit, d. h. das Product aus Kraft und Weg durch den Apparat selbst feststellen und durch ein Zählwerk angeben lassen. Solche Apparate, bei welchen also die bei den Registrirapparaten erforderliche Flächenbestimmung der gezeichneten Curve wegfällt, bezeichnet man wohl mit dem Namen der totalisirenden Dynamometer. Das Princip, auf welchem diese Apparate beruhen, läßt sich folgendermaßen erläutern. Mit dem festen Theil der Feder denke man eine drehbare tellerförmige ebene Scheibe SS, Fig. 28, verbunden, deren Axe durch die zu messende Kraft in Umdrehung gesetzt wird, und zwar so, daß die Drehungswinkel proportional mit den Wegen des Kraftangriffspunktes sind. Ferner sei mit dem beweglichen Theile M der Feder ein Arm MK verbunden, welcher am freien Ende K ein kleines Frictionsrad R trägt, das mit leichtem Drucke gegen die Scheibe S gepreßt wird. Da die Axe dieses Rädchens R eine radiale Stellung zur Scheibe S hat, so wird eine Umdrehung der letzteren vermöge der Friction das Röllchen R zu $\frac{r}{\varrho}$ Umdrehungen veranlaßen, wenn ϱ den Halbmesser

des Rädchens R und r den Abstand desselben von der Mitte O des Tellers S bezeichnet. Nun ist die Anordnung so getroffen, daß im spannungslosen Zustande der Dynamometerfeder, d. h. für $P = 0$, das Rädchen R genau über der Mitte O der Scheibe S steht, jener Abstand r also ebenfalls Null ist. Wenn nun für 1 Kilogramm Zugkraft der Ausschlag des Punktes M durch α ausgedrückt ist, so hat man bei einer Zugkraft P diesen Ausschlag

Fig. 28.



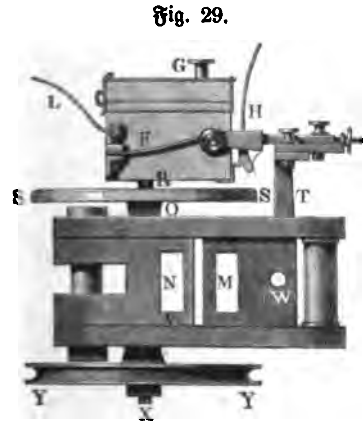
$$OR = r = P\alpha.$$

Wenn ferner die Bewegungsübersetzung für die Scheibe S so gewählt worden ist, daß die letztere um den Winkel ω sich dreht, sobald der Angriffspunkt der Kraft P einen Weg gleich 1 Meter durchläuft, so macht diese Scheibe bei einem sehr kleinen Wege gleich s dieses Kraftangriffspunktes offenbar $s\omega$ Umdrehungen, und dem Rädchen R wird daher eine Umdrehung

$$u = s\omega \frac{r}{\varrho} = s\omega \frac{P\alpha}{\varrho} = \frac{\omega\alpha}{\varrho} Ps$$

mitgetheilt. Da ω, α und ϱ constante Größen des Apparates sind, welche ein für allemal festgestellt werden, so erkennt man aus dieser Gleichung, daß die Umdrehung u des Rädchens R ein Maß abgiebt, für die Größe der Arbeit, welche die Kraft P während des kleinen Wegelementes s ihres Angriffspunktes verrichtet hat. Da diese Betrachtung in derselben Weise für alle aufeinanderfolgenden Wegelemente des Kraftangriffspunktes gilt, so wird man auch für eine beliebig große Bewegung desselben die verrichtete Arbeit durch die Anzahl der Umdrehungen ausgedrückt finden, welche während und in Folge dieser Bewegung der Rolle R mitgetheilt werden. Zur Feststellung dieser Arbeit ist es daher nur nöthig, die Axe des Rädchens R auf eine Zählvorrichtung wirken zu lassen, auf deren Scala man die vollführten Umdrehungen von R

Fig. 29.



abliest. Es ist hierbei natürlich erforderlich, durch eine gewisse Rauhigkeit der Flächen von S und R ein Gleiten möglichst zu verhindern.

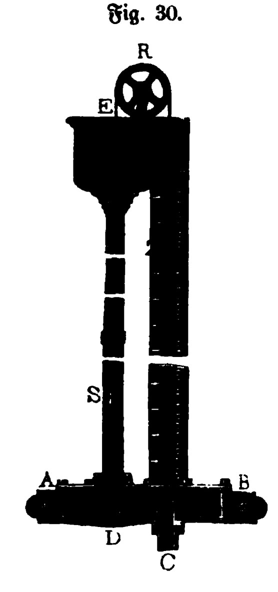
Die speciellere Einrichtung des Apparats ist aus Fig. 29 (a. v. S.) zu ersehen. SS ist wieder der mittelst einer Schnurscheibe Y rc. mit der Axe OX umzudrehende Teller und bei R ist der untere Theil des Laufrädchens sichtbar, welches sammt dem mit ihm verbundenen Zählwerke und dessen Zifferscheiben in dem Gehäuse FG eingeschlossen ist. Zwei Federn F drücken das Gehäuse mit dem Laufrädchen während der Beobachtung sanft gegen die ebene Scheibe S, wogegen man mittelst der Haken L und H das Gehäuse vom Teller abheben kann, wenn ein Zählen nicht stattfinden soll. Die hintere Hauptfeder des Dynamometers trägt das mit der Maschine fest verbundene und die Axe OX des Tellers aufnehmende Gestell UV in N, wogegen die vordere Hauptfeder in M auf den verschieblichen Support MWT des Zählapparats wirkt. Um den Beginn und das Ende der Beobachtung am Zählwerke festzustellen, genügt ein Druck auf den Knopf G, wodurch mittelst eines einfachen Mechanismus auf jeder der vorhandenen Zifferscheiben ein Punkt markirt wird. Man hat in neuerer Zeit vielfach Gebrauch von solchen und anderen Totaliseurs gemacht.

§. 15. **Manometer.** Zu den Dynamometern, welche die Größe von Druckkräften und zwar von Flüssigkeiten messen, kann man auch die Manometer rechnen, welche hauptsächlich an den Dampfkesseln vorkommen. Diese Instrumente lassen sich eintheilen in Flüssigkeitsmanometer und Metall- oder Federmanometer, je nachdem eine Flüssigkeit (Quecksilber) oder eine metallische Feder zur Angabe des Druckes bestimmt wird. Die ersteren sind entweder offene Quecksilber- oder geschlossene Luftmanometer. Von beiden ist schon in Th. I die Rede gewesen, weshalb hier nur noch Ergänzungen, betreffend die besondere Anwendung bei Dämpfen, zu machen sind. Man verwendet zu diesen Instrumenten nicht gern Glasröhren, weil dieselben sehr zerbrechlich sind und weil sie bei der Dunkelheit des Ortes, wo sie gewöhnlich stehen, kein bequemes Erkennen des Quecksilbers zulassen, um so mehr, da sie durch Absätze aus dem Quecksilber leicht trübe werden. Dagegen bedient man sich gewöhnlich eiserner Röhren und läßt den Quecksilberstand durch Schwimmer angeben.

Die Durchschnittszeichnung eines Gefäßmanometers mit Schwimmer giebt Fig. 30. Es ist AB das eiserne Quecksilbergefäß, C die Röhre, wodurch es mit dem Dampfkessel communicirt, DE die eiserne Manometerröhre, S der Schwimmer und Z der Zeiger, welcher mit dem Schwimmer durch eine über der Leitrolle R liegende Schnur verbunden ist und den Quecksilberstand in der Röhre DE auf einer Scala anzeigt. Diese Scala ist hierbei in gleiche Theile zu theilen und zwar entspricht jeder Atmosphäre

eine Länge der Scala von 0,760 Meter. Wenn, wie dies meistens der Fall ist, der Querschnitt des Gefäßes AB viel größer ist als der der Röhre DE, so kann man das Quecksilberniveau in AB mit genügender Genauigkeit als constant ansehen.

Fig. 30.



Gebräuchlicher als die Gefäßmanometer sind die Hebermanometer. Ein solches ist durch Fig. 31 (a. f. S.) dargestellt. ABC ist die heberförmige Röhre, welche sich auf der einen Seite an das mit Wasser gefüllte Gefäß Aa anschließt, auf der anderen Seite in die freie Luft ausmündet, übrigens aber bis a und b mit Quecksilber gefüllt ist. Der Dampf wird durch die Röhre DA über das Wasser in Aa geführt, und indem er dieses niederdrückt, wird das Quecksilber im Schenkel aB zum Sinken und das im Schenkel BC zum Steigen genöthigt. Der Stand des letzteren läßt sich aber an einer Scala mittelst eines Zeigers Z beobachten, der durch eine, über einer kleinen Rolle R liegende seidene Schnur mit einem kleinen metallenen Schwimmer in der Quecksilbersäule verbunden ist.

Um die Eintheilung der Scala zu bestimmen, sei mit p der Dampfüberdruck in Atmosphären bezeichnet, welcher in A auf das Wasser wirkt, und es möge mit h die Höhe der kleinen Wassersäule Aa bezeichnet sein. Wenn nun der Quecksilberspiegel im rechten Rohrschenkel um die Länge x unter a heruntertritt, so steigt er im linken Schenkel bei gleicher Weite der Röhren ebenfalls um x über b, so daß das Gewicht einer Quecksilbersäule von der Höhe $2x$ durch den Ueberdruck des Dampfes und das Gewicht der Wassersäule von der Höhe $h + x$ in Aa im Gleichgewichte gehalten wird. Bezeichnet daher $\gamma = 13{,}6$ das specifische Gewicht des Quecksilbers und setzt man eine Atmosphäre einer Quecksilbersäule von 0,760 Meter gleich, so hat man:

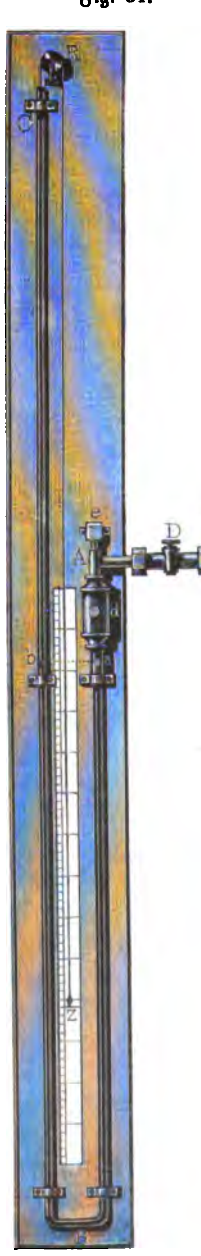
$$2x\gamma = p \,.\, 0{,}760 \,.\, \gamma + (h + x),$$

woraus man erhält:

$$x = \frac{0{,}760\, p\gamma + h}{2\gamma - 1} = \frac{10{,}336\, p + h}{26{,}2} = 0{,}395\, p + 0{,}038\, h.$$

Setzt man hierin nach einander $p = 1, 2, 3, 4 \ldots$ Atmosphären, so erhält man die Theile der Scala, auf welcher je eine Länge von 395 mm einer Atmosphäre entspricht.

Fig. 31.



Die Füllung des Instrumentes mit Quecksilber erfolgt durch die vermittelst eines Stöpsels verschließbare Oeffnung e im Kopfe des ersten Schenkels. Damit diese Flüssigkeit in der richtigen Menge eingebracht werden kann, dient das kleine Loch a, welches während des Füllens geöffnet wird. Mit Wasser füllt sich das Gefäß Aa bald von selbst in Folge der Condensation des Dampfes.

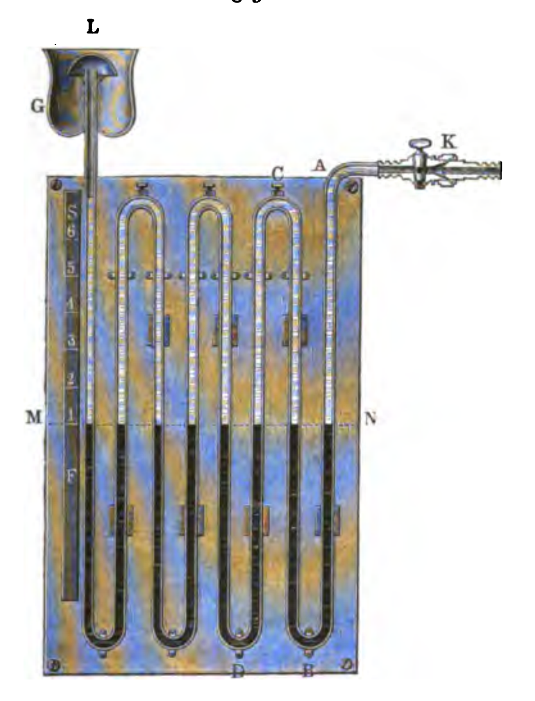
Um die unbequeme Länge zu vermeiden, welche die Scala auch bei den Hebermanometern noch für größere Dampfspannungen annimmt, hat man bei diesen Manometern die beiden Röhren von verschiedener Weite gemacht, und die weitere Röhre, indem man sie aus Glas bildete, zum direkten Ablesen mit einer Scala versehen. Derart ist das Manometer von Desbordes, Fig. 32, eingerichtet. ABC ist hier das eiserne Heberrohr, welches einerseits in ein weiteres Gefäß E endigt, in das der Dampf durch H zutritt, während der Schenkel C sich in eine weitere Glasröhre DD fortsetzt. Das Heberrohr ist etwa bis $\alpha\beta$ mit Quecksilber gefüllt. Wenn durch den Dampfüberdruck in E das Niveau des Quecksilbers in A um eine gewisse Länge x unter $\alpha\beta$ gepreßt wird, so steigt der Spiegel in der weiteren Röhre DD um die Größe $x\frac{f}{F} = xn$, unter f und F die Querschnitte der beiden Röhren A und D verstanden. Die dadurch erzeugte Höhendifferenz des Quecksilbers ist daher durch $x\,(1 + n)$ dargestellt, und man erhält, wenn von dem Gewichte des Wassers in A abgesehen wird, die Scalenlänge von DD für jede Atmosphäre zu $x = \frac{0{,}760}{1+n}$ Millimeter, z. B. entspricht, wenn DD den dreifachen Durchmesser, also den neunfachen Querschnitt von A hat, jeder Atmosphäre eine Scalenlänge von $\frac{760}{10} = 76$ mm.

Bei diesem Manometer ist noch die sehr zweck-

Fig. 32.



Fig. 33.



mäßige Anordnung der Röhre *F* mit dem Auffangebehälter *G* zu erwähnen, welche dazu dient, das Quecksilber in *G* aufzufangen, wenn dasselbe durch das Rohr *D* hinausgetrieben wird, wie dies öfter stattfindet, sei es in Folge zu starken Dampfdruckes oder auch schon einer Stoßwirkung, wie sie bei einem plötzlichen Oeffnen des Dampfhahns einzutreten pflegt.

Um für größere Dampfspannungen die ganze Höhe der offenen Quecksilbermanometer zu verringern, hat man noch verschiedene Constructionen vorgeschlagen. Hierher gehört zunächst das Differentialmanometer, Fig. 33. Dasselbe besteht aus einer Anzahl von parallelen, unter sich abwechselnd oben und unten zu einem Systeme verbundenen Röhren, von welchen die unteren Enden bis zur Linie *MN* mit Quecksilber, die oberen Hälften aber mit Wasser gefüllt sind. Wird nun das eine Ende *K* mit dem

Dampfe, das andere Ende L aber mit der Luft in Communication gesetzt, so sinkt das Quecksilber im ersten, dritten, fünften Schenkel u. s. w., und steigt im zweiten, vierten, sechsten u. s. w. so weit, bis dem Dampfdrucke auf der einen und dem Luftdrucke auf der anderen Seite durch den vereinigten Quecksilber- und Wasserdruck das Gleichgewicht gehalten wird. Sind alle Röhren gleich weit, was der Brauchbarkeit des Instrumentes wegen auch gefordert werden muß, so ist die Steighöhe x des Quecksilbers im ersten Schenkel so groß, wie die Senkung im anderen, also die Niveaudifferenz zwischen beiden gleich $2x$, und ebenso groß auch die zwischen dem Quecksilber in der vierten und dritten Röhre, ferner zwischen der sechsten und fünften u. s. w. Dagegen fällt hierbei die Wassersäule in der zweiten Röhre um $2x$ kürzer aus, als die in der ersten, ebenso die in der vierten um $2x$ kürzer, als die in der dritten u. s. w. Bezeichnet nun γ das specifische Gewicht des Quecksilbers, so folgt die Höhe einer Quecksilbersäule, welche einer Wassersäule von der Höhe $2x$ das Gleichgewicht hält, zu $\frac{2x}{\gamma}$, und daher die Spannung, welche das Eintreten der Niveaudifferenz $2x$ hervorbringt:

$$= 2x - \frac{2x}{\gamma} = \left(1 - \frac{1}{\gamma}\right) 2x = \frac{2(\gamma - 1)}{\gamma} x.$$

Diese Spannung wird aber durch den Niveauabstand zwischen dem vierten und dritten Schenkel verdoppelt, ferner durch den zwischen dem sechsten und fünften verdreifacht u. s. w. Ist nun n die Anzahl der Röhrenschenkel, p die Dampfspannung am Anfange des ersten Schenkels und b der durch die Höhe einer Quecksilbersäule gemessene Luftdruck am Ende des anderen Schenkels, so hat man:

$$p = b + \frac{n}{2} \frac{2(\gamma - 1)}{\gamma} x,$$

d. i.

$$p = b + \frac{n(\gamma - 1)}{\gamma} x = b + 0{,}9266\, nx;$$

sowie

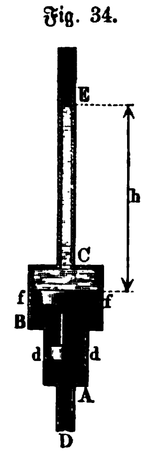
$$x = \frac{\gamma(p - b)}{(\gamma - 1) n} = 1{,}079 \frac{p - b}{n}$$

oder, wenn man p in Atmosphären zu 0,760 m ausdrückt und $b = 1$ annimmt:

$$x = 0{,}760 \,.\, 1{,}079 \frac{p - 1}{n} = 0{,}820 \frac{p - 1}{n} \text{ Meter.}$$

Das Endstück *FL* der Schlangenröhre ist von Glas und mit einer entsprechenden Scala versehen. Dieses Manometer, worüber ein Näheres im Bulletin de la société d'encour. 1845, sowie in den Annales des mines Th. VII. 1845 nachgelesen werden kann, hat sich in der Praxis nicht eingebürgert. Gleiches gilt von dem Kolbenmanometer von Galy-Cazalat, Fig. 34. Hierbei wirkt der Dampfdruck auf den kleinen Kolben *dd*, während das Quecksilber auf den mit *dd* durch einen Stiel fest verbundenen größeren Kolben *ff* drückt. Offenbar wird hierdurch an der Scala der Röhre *CE* eine Atmosphäre durch $\frac{f}{F}$ 0,760 m ausgedrückt sein, unter *f* und *F* die Querschnittsflächen der Kolben *dd* und *ff* verstanden.

Fig. 35. Fig. 34.



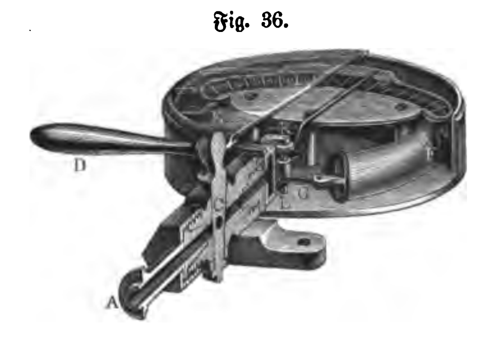
Die dauernde Abdichtung der Kolben *d* und *f* ist hier unausführbar und die Kolbenreibungen beeinträchtigen die Sicherheit der Anzeigen. Um diese Uebelstände zu umgehen, hat Journeux bei seinem Manometer, Fig. 35, die beiden Kolben *d* und *f* mit Gummischeiben bedeckt, welche den dichten Abschluß bewirken. Durch die kleine Oeffnung *o* ist hierbei der atmosphärischen Luft der Zutritt zu den inneren Flächen der Kolben gestattet. Die Scala wird hierbei nicht unwesentlich durch die Elasticitätsverhältnisse der Gummischeiben beeinflußt. Diese Manometer waren in früherer Zeit, ehe man die Metallmanometer in der heutigen Vollkommenheit darstellen konnte, häufiger in Gebrauch.

Die geschlossenen oder Luftmanometer, welche bereits in Th. I besprochen wurden, dürften wohl kaum noch eine nennenswerthe Anwendung bei Dampfkesseln finden, da ihre Angaben in Folge der Oxydation des Quecksilbers, sowie wegen der wechselnden Temperatur und Feuchtigkeit der Luft unsicher sind, und die Intervalle der Scala um so kleiner werden, je höher die Spannungen sind. Die Versuche, den letzteren Uebelstand durch eine hyperboloidische Form der Glasröhre (s. Dingler's Journal Bd. 93) oder durch Einschaltung kleiner Luftreservoire in die Glasröhre zu heben, haben

keinen Eingang gefunden, ebensowenig wie das complicirte Luftmanometer von Hofmann in Breslau (s. Verhandl. d. Vereins z. Beförd. des Gewerbfl. in Preußen 1849). Alle diese Constructionen haben den Metallmanometern gegenüber sich nicht erhalten können.

§. 16. **Federmanometer.** Eine ausgedehnte Anwendung haben die Metall- oder Federmanometer gefunden, welche, so verschieden ihre Construction auch sein mag, sämmtlich auf dem Princip beruhen, die durch den Dampfdruck erzeugte Formänderung eines federnden Metalltheiles als Maß für die Größe des Dampfdruckes zu benutzen. Um diese, an sich meist nur geringe Formveränderung sicher und bequem zu erkennen, ist in der Regel ein Mechanismus vorhanden, welcher die kleine Bewegung der Feder in den vergrößerten Ausschlag eines Zeigers übersetzt, der die Dampfspannung auf einer durch Versuche festgestellten Scala angiebt. Diese Feststellung der Scala geschieht einfach dadurch, daß man das Instrument gleichzeitig mit einem hinreichend hohen offenen Quecksilbermanometer verschieden starken Pressungen aussetzt, welche am einfachsten durch eine kleine Compressionspumpe erzeugt werden können.

Fig. 36.



Die verschiedenen Federmanometer unterscheiden sich zunächst von einander in der Form und Beanspruchung des dem Dampfdrucke ausgesetzten elastischen Theils. Das Metallmanometer von Bourdon besteht, wie das zuerst von Schinz construirte Manometer, der Hauptsache nach aus einer gebogenen Messingröhre *BEF*, Fig. 36, von elliptischem Querschnitte, deren Gestalt sich mit dem Drucke der in ihr eingeschlossenen Flüssigkeit ändert. Das eine unbewegliche Ende *B* dieser Röhre steht mit der Dampfröhre *AB* in Verbindung, während das andere Ende *F* verschlossen und frei beweglich ist. Durch das Verbindungsstängelchen *G* wird die Bewegung dieses Rohrendes auf die kleine Axe *KL* fortgepflanzt, welche bei ihrer Drehung vermittelst des auf ihr befindlichen Zeigers *Z* den Ausschlag oder Dampfdruck auf der bogenförmigen Scala anzeigt.

Die Wirkung des Dampfdrucks auf die Röhre hat man sich, wie folgt, zu erklären. Da in Folge des inneren Drucks der elliptische Querschnitt der Röhre sich dem kreisförmigen zu nähern strebt, so geht die Breite *DF*,

Fig. 37, hierdurch in $D_1 F_1$ über, wobei die Seiten DE und FG irgend eines Röhrenelementes nach $D_1 E_1$ und $F_1 G_1$ gelangen. Da diese Seiten ihre Länge nicht merklich ändern, so erkennt man, daß der Querschnitt EG in die Lage $E_1 G_1$ gelangt und der Krümmungshalbmesser $CA = CB$ in $C_1 A = C_1 B$ übergeht, also um CC_1 größer wird.

Da hierbei die Scala nur einen verhältnißmäßig kleinen Bogen einnimmt, so hat Bourdon zur Vergrößerung des Zeigerausschlags auch die durch

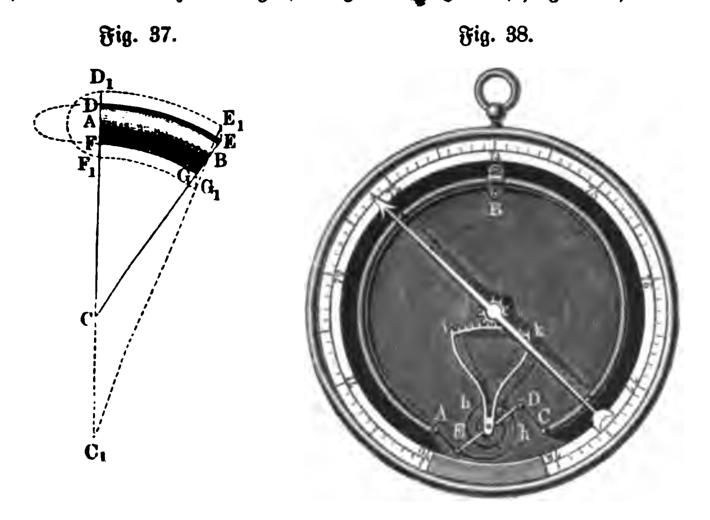


Fig. 37. Fig. 38.

Fig. 38 dargestellte Anordnung getroffen. Hierbei ist das Rohr ABC in der Mitte B befestigt, während die beiden frei beweglichen Enden A und C mittelst der Zugstängelchen AE und CD den Zahnsector ik in Schwingung versetzen, in Folge deren der Zeiger Z eine ganze Umdrehung macht. Die kleine Spiralfeder h dient, um die Bewegung des Zeigers von dem todten Gange, d. h. dem Zwischenraume zwischen den Zähnen und Zapfen unabhängig zu machen.

Bei dem Manometer von Schäffer und Budenberg hat die Feder die Form einer kreisförmigen gewellten dünnen Platte a, Fig. 39 (a. f. S.), welche zwischen die beiden Flanschen des Gehäuses geschraubt ist. Der durch A hinzutretende Dampf drückt gegen eine unter die Feder gelegte Gummischeibe, die gleichzeitig zur Dichtung dient, und die Feder a überträgt die ihr ertheilte Durchbiegung in ersichtlicher Weise durch das Stängelchen e, den Zahnrechen c und das Getriebe d auf den Zeiger Z.

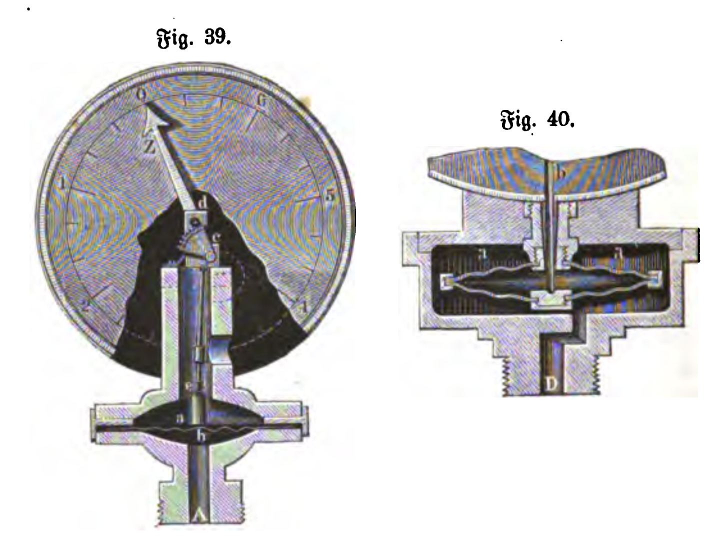
Bei dem Manometer von Gäbler und Beitshaus ist die Feder durch ein linsenförmig gestaltetes Paar zweier gewellter Plättchen a, Fig. 40 (a. f. S.), gebildet. Der bei D zutretende Dampf strebt diese Platten zusammen zu

drücken, und schiebt dabei den Stift *b* aufwärts, wodurch wieder ein Zeigermechanismus in Thätigkeit gesetzt wird.

Nach den Vorschriften des deutschen Reichskanzleramts vom 29. Mai 1871 für die Anlegung von Dampfkesseln wird zur Prüfung der Dampfkessel seitens

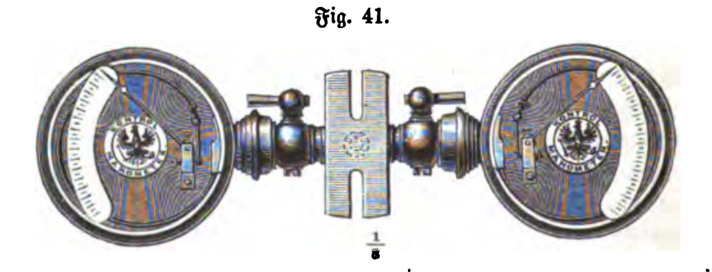
Fig. 39.

Fig. 40.



der controlirenden Beamten die Anwendung eines Controlmanometers von der durch Fig. 41 dargestellten Einrichtung vorgeschrieben. Dieses Instrument besteht aus zwei ganz gleichen Bourdon'schen Federmanometern, deren Röhren von Silber sind, und deren Scalen bis zu 24 Atmosphären

Fig. 41.



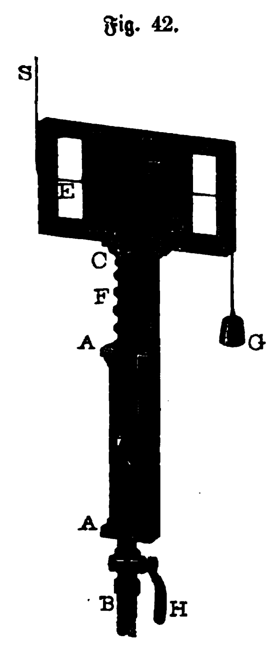
$\frac{1}{8}$

gehen. Es beruht diese Anordnung auf der Annahme, daß bei einem etwaigen Unrichtigwerden des Instruments die beiden Federn höchst wahrscheinlich nicht denselben Fehler zeigen werden, und daher aus der Uebereinstimmung der beiden Zeigerangaben auf die correkte Beschaffenheit des Instrumentes geschlossen werden darf.

Die Federmanometer werden in neuerer Zeit als sehr sichere und zuverlässige Instrumente ausgeführt, und haben sich dieserhalb und wegen ihrer bequemen Anbringung fast allgemein eingeführt. Da die Beschaffenheit der Metallfedern mit der Zeit Aenderungen ausgesetzt sein kann, so empfiehlt es sich, von Zeit zu Zeit die Richtigkeit der Federmanometer durch Vergleichung mit einem Controlmanometer zu prüfen.

Indicatoren. Unter den Indicatoren, wie sie heutzutage eine so große Rolle für den Bau und Betrieb der Dampfmaschinen spielen, hat man ebenfalls Federmanometer zu verstehen, welche mit einem geeigneten Zeichen- oder Registrirapparate versehen sind, um von den veränderlichen Spannungen des in dem Cylinder einer Dampfmaschine wirkenden Dampfes während der Verschiebung des Dampfkolbens ein genaues Bild zu geben. §. 17.

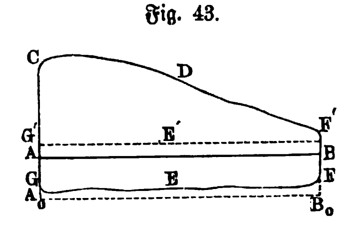
Fig. 42.



Der Indicator in seiner ursprünglichen Gestalt, wie er bereits von Watt beim Bau seiner Dampfmaschinen angewandt wurde, ist durch Fig. 42 veranschaulicht. Die Einrichtung desselben ist folgende: *AA* ist ein genau ausgebohrter Cylinder von etwa 40 mm Durchmesser und 0,3 m Hub, in welchem ein genau eingeschliffener Kolben *K* mit seiner in *C* geführten Stange leicht beweglich ist. Eine die Kolbenstange umgebende Schraubenfeder *F*, welche einerseits am Kolben *K*, andererseits an dem Gestelle *C* befestigt ist, wird bei der Aufwärtsbewegung des Kolbens *K* zusammengedrückt und bei dessen Niedergang ausgezogen, bis sie durch ihre Elasticität der ausgeübten Druck- oder Zugkraft das Gleichgewicht hält. Denkt man sich nun den Apparat mit dem Ende *B* auf den Deckel des betreffenden Dampfcylinders gesetzt, und durch Oeffnen des Hahns *H* den Raum unter *K* mit dem Dampfcylinder in Communication gebracht, so wird das Kölbchen *K* aufwärts geschoben, wenn in dem Cylinder Dampf von höherer als der atmosphärischen Pressung vorhanden ist, wie dies bei dem Vorwärtsgange des Kolbens der Fall ist. Wenn dagegen beim Rückgange des letzteren in Folge der Condensation des Dampfes in *A* unterhalb *K* ein Vacuum sich einstellt, so wird *K* durch den Atmosphärendruck oberhalb abwärts bewegt und die Feder *F* ausgedehnt. Der mit der Stange von *K*

verbundene Zeiger Z giebt durch seinen Ausschlag oberhalb und unterhalb derjenigen Stellung, in welcher er sich befindet, wenn zu beiden Seiten von K der atmosphärische Druck vorherrscht, einen Maßstab für die Größe der auf das Kölbchen K ausgeübten Druck- oder Zugkraft. Da diese Kraft zumal bei Expansionsmaschinen während des ganzen Kolbenweges sehr veränderlich ist, so zeigt schon diese ursprüngliche Ausführung einen Zeichenapparat folgender Einrichtung. Der Zeiger Z ist durch einen Schreibstift ersetzt, welcher leicht gegen eine horizontal verschiebliche Tafel DD gedrückt ist. Dieser Tafel wird mittelst der Schnur ES, welche mit der Kolbenstange der Dampfmaschine in Verbindung steht, eine Verschiebung nach links ertheilt, sobald der Kolben einen Hingang vollführt, während beim Rückgange des Kolbens durch das Gegengewicht G eine Rückführung der Tafel bewirkt wird. Es ist leicht ersichtlich, daß bei diesem Vorgange der Schreibstift auf der Tafel eine in sich zurücklaufende Curve $GCDFEG$, Fig. 43, beschreibt, welche zu beiden Seiten der sogenannten atmosphärischen Linie AB gelegen ist, d. h. derjenigen geraden Linie, die der Stift bei einer Hin- und Rückschiebung der Tafel zeichnen würde, falls der Kolben K beiderseits mit der Atmosphäre communicirte. Auch ersieht man, daß die Curve $ACDB$ beim Hingange und diejenige BEA beim Rückgange des Dampfkolbens beschrieben wird.

Fig. 43.



Es ist übrigens leicht zu erkennen, das die von dem Schreibstifte gezeichnete Curve nur bei Condensationsmaschinen zu beiden Seiten der atmosphärischen Linie entsteht, d. h. bei solchen Maschinen, bei denen der Gegendruck auf die Kolbenfläche kleiner ist, als der Atmosphärendruck. Wenn dagegen dieser Gegendruck, wie dies bei allen Maschinen ohne Condensation der Fall ist, den atmosphärischen Druck übersteigt, so ist auch die Linie für den Kolbenrückgang oberhalb der atmosphärischen Linie AB gelegen, wie die punktirte Linie E' andeutet. Noch ist zu bemerken, daß man außer der atmosphärischen Linie AB in jedem Indicatordiagramme noch die sogenannte Nulllinie $A_0 B_0$ unterscheidet, eine zur atmosphärischen Linie AB im Abstande $AA_0 = BB_0$ entsprechend einer Atmosphäre parallel gezogene Gerade, welche der Schreibstift beschreiben würde, falls unterhalb des Indicatorkolbens ein absolutes Vacuum vorhanden wäre. Die Bewegung der Tafel oder des dieselbe ersetzenden Papierstreifens ist immer derart von dem Dampfkolben der Dampfmaschine abzuleiten, daß die Wege dieser beiden Organe stets mit einander proportional sind.

Da der Ausschlag des Stiftes ober- oder unterhalb der atmosphärischen

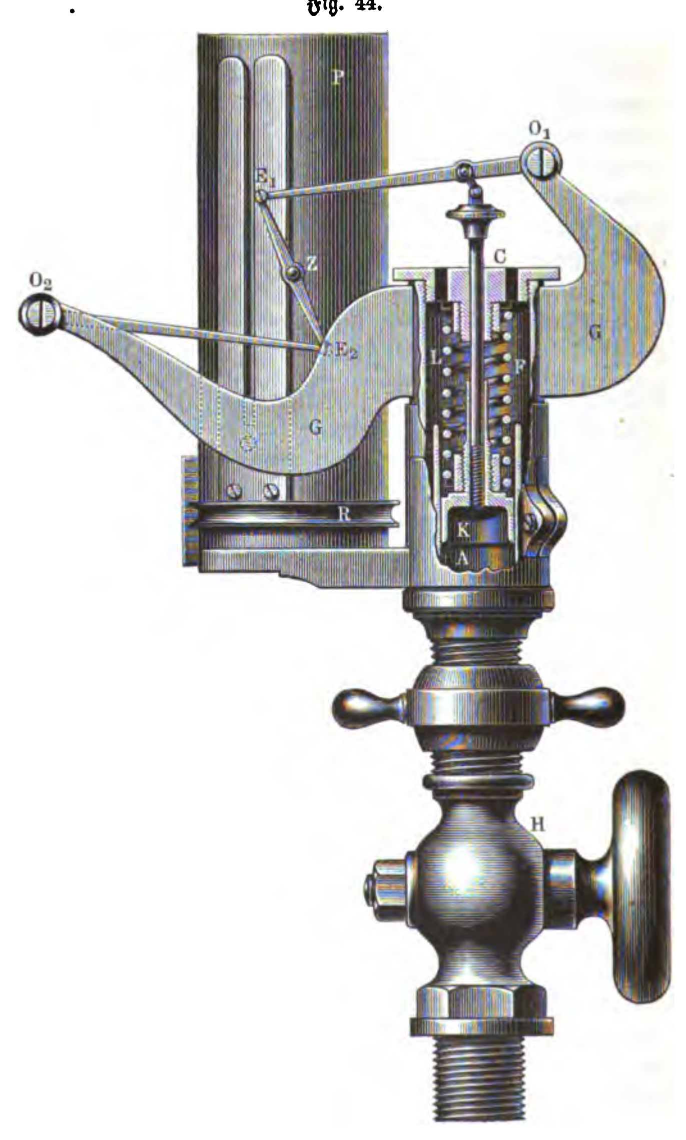
Linie proportional mit der Druckkraft auf den Kolben K des Indicators, also auch proportional mit dem Dampfdrucke auf den Kolben der Dampfmaschine ist, und da ferner die Verschiebung der Tafel proportional dem Kolbenwege gemacht ist, so erkennt man ähnlich wie in §. 14, daß der von der geschlossenen Curve $GCDFEG$, bezw. $G'CDF'E'G'$ eingeschlossene Flächenraum ein Maß abgiebt für die mechanische Arbeit, welche bei einem Hin- und Hergange des Dampfkolbens von einer Seite desselben ausgeübt wird. In welcher Art man aus dieser Curve die Größe der Maschinenarbeit ermitteln kann, und welche Schlüsse aus dem Verlaufe des Indicatordiagramms auf die Wirkungsweise des Dampfes und den Zustand der Dampfmaschine gezogen werden können, soll gelegentlich der Dampfmaschine eingehender besprochen werden, und es genüge hier, nur die neuerdings hauptsächlich in Anwendung gekommenen Indicatorconstructionen anzuführen.

Der Watt'sche Indicator wurde zunächst von verschiedenen Constructeuren, wie Mac-Naught, Combes, Garnier, in der Art verbessert, daß anstatt der verschieblichen Tafel ein mit Papier überzogener Cylinder angewendet wurde, welcher bei dem Hingange des Dampfkolbens durch eine Schnur nahezu eine Umdrehung vollführte, und bei dem Rückgange sich unter Einwirkung einer innerlich angebrachten Uhrfeder wieder zurückdrehte. Hierdurch wurde zwar die Handhabung des Instrumentes erleichtert, es blieb aber noch ein großer Uebelstand des Instrumentes bestehen, welcher aus dem beträchtlichen Hube des Indicatorkolbens sich ergab. Bei schnellen Dampfzutritte ist es nämlich nicht zu vermeiden, daß der Indicatorkolben sammt Stange vermöge der in ihm enthaltenen Massen die Feder über die Gleichgewichtslage hinaus comprimirt, wodurch Schwingungen des Kolbens und Schreibstiftes hervorgerufen werden, welche eine wellenförmige Gestalt der Indicatorcurve und damit große Unsicherheit der Resultate zur Folge haben. Diese Schwingungen werden um so kleiner ausfallen, je leichter die beweglichen Theile, je geringer der Hub derselben und je stärker die Feder ist. Diesen Bedingungen entsprechend ist der Indicator von Richards, Fig. 44 (a. f. S.), ausgeführt, welcher sich einer großen Verbreitung zu erfreuen hat.

In dem niedrigen Cylinder A verschiebt sich der der Leichtigkeit halber hohl ausgedrehte Kolben K und wirkt mittelst seiner durch C geführten Stange auf die beiden Gegenlenker O_1E_1 und O_2E_2, deren gemeinsame Hängeschiene E_1E_2 in der Mitte einen Schreibstift Z trägt, welcher bekanntlich durch diese Lemniscatenführung hinreichend genau in einer geraden Linie geführt wird, deren Länge vermöge der gewählten Hebelübersetzung gleich dem vierfachen Schube des Indicatorkölbchens ist. Der Stift Z beschreibt

auf dem mit Papier umgebenen Cylinder *P* die betreffende Curve, wenn dieser

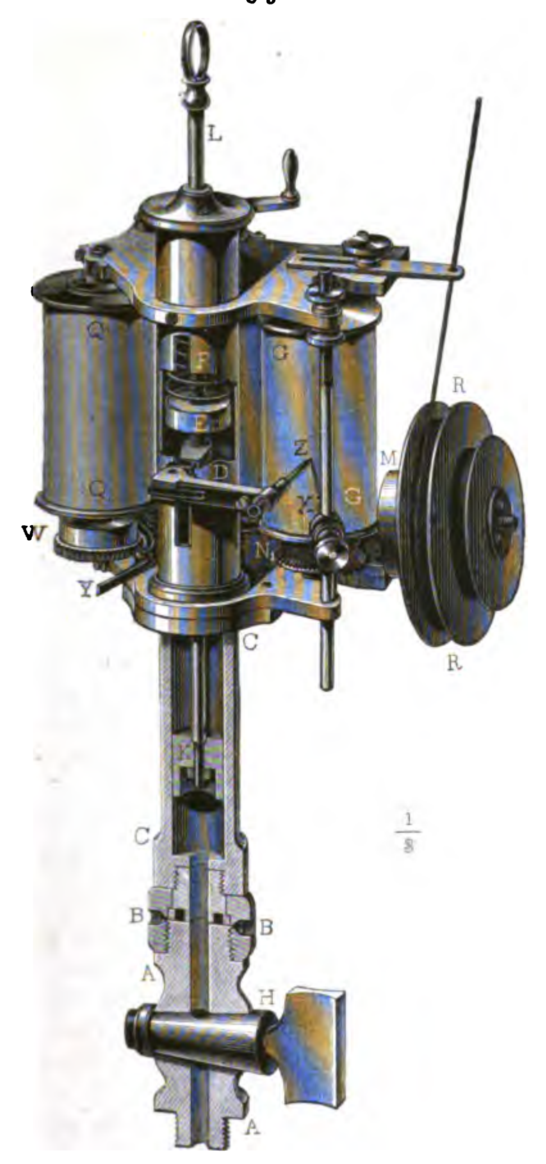
Fig. 44.



Cylinder mittelst der Rolle *R*, über welche eine von der Kolbenstange bewegte Schnur gelegt ist, nahezu um eine volle Umdrehung bewegt wird.

Die Retourdrehung des Cylinders beim Kolbenrückgange wird, wie schon

Fig. 45.

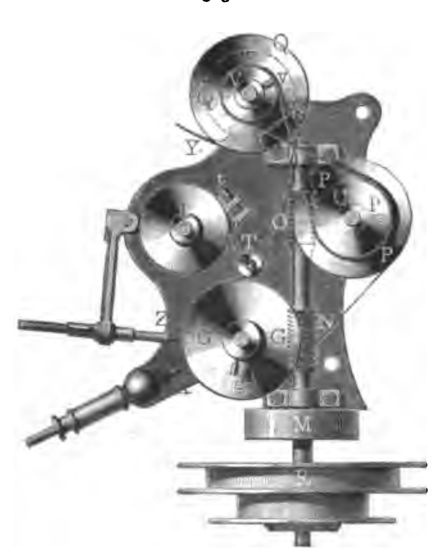


bemerkt, durch eine im Innern des Papiercylinders angebrachte Spiralfeder bewirkt. Die Art, wie der Kolben K durch eine in dem Gehäuse L unter-

gebrachte kurze und verhältnißmäßig starke Schraubenfeder F gepreßt wird, ist aus der Figur ersichtlich. Um den Schreibstift Z mit mäßigem Drucke gegen den Papiercylinder anpressen zu können, ist der die beiden Arme G bildende Bügel drehbar um das Gehäuse L gemacht, und man erhält ein Diagramm, wenn man in dem Augenblicke, wo der Kolben der Dampfmaschine in dem betreffenden todten Punkte steht, gleichzeitig den Hahn H öffnet und den Schreibstift gegen den Papiercylinder preßt.

Mit Hülfe dieser Indicatoren erhält man, wie schon bemerkt, für jeden Hin- und Rückgang des Kolbens eine geschlossene Curve. Man hat auch solche Indicatoren ausgeführt, welche für eine beliebige Anzahl von Kolbenläufen eine fortlaufende Curve zeichnen, für welchen Fall der betreffende Papierstreifen beim Hingange und beim Rückgange des Dampfkolbens immer in derselben Richtung zu bewegen ist. Eine solche Einrichtung zeigt der von Clair in Paris ausgeführte Dampfindicator, Fig. 45 (a. v. S.) und 46. Der Kolben K mit seiner Stange L, sowie die Feder F, welche gegen den Bund E der Kolbenstange drückt, ist aus der Zeichnung sogleich klar, ebenso wie der Schreibstift Z, welcher, auf einem besonderen Arme D der Kolbenstange angebracht, an deren Bewegung Theil nimmt. Anstatt eines mit Papier überzogenen Cylinders wird hier ein längerer Papierstreifen zur Anwendung gebracht, welcher, auf der Trommel P befestigt, über diejenige G geführt und auf die Trommel Q gewickelt wird. Diese Bewegung des Streifens geht von der Schraubenwelle NO aus, welche durch eine über R geschlungene Schnur beim Kolbenhingange nach der einen Richtung und beim Rückgange durch eine Feder in M nach der entgegengesetzten Richtung bewegt wird. Trotz dieser alternirenden Bewegung der Welle RN wird der Trommel G doch eine fortlaufende Drehung nach derselben Richtung mitgetheilt, was dadurch erreicht ist, daß die Schraube N gleichzeitig mit rechten und linken, sich kreuzenden Gewinden versehen und die Trommel G mit zwei entsprechenden Schraubenrädern N_1 ausgerüstet ist. Die zur Aufwickelung des

Fig. 46.



Papierstreifens auf Q erforderliche Umdrehung wird dieser Trommel Q durch die gekreuzte Schnur zwischen den Scheiben U und V ertheilt. Die Spannrolle T läßt mittelst der Feder t eine Regulirung der Papierspannung zu, der feste Zeichenstift X dient dazu, die Basis oder Nulllinie auf das Papier zu zeichnen.

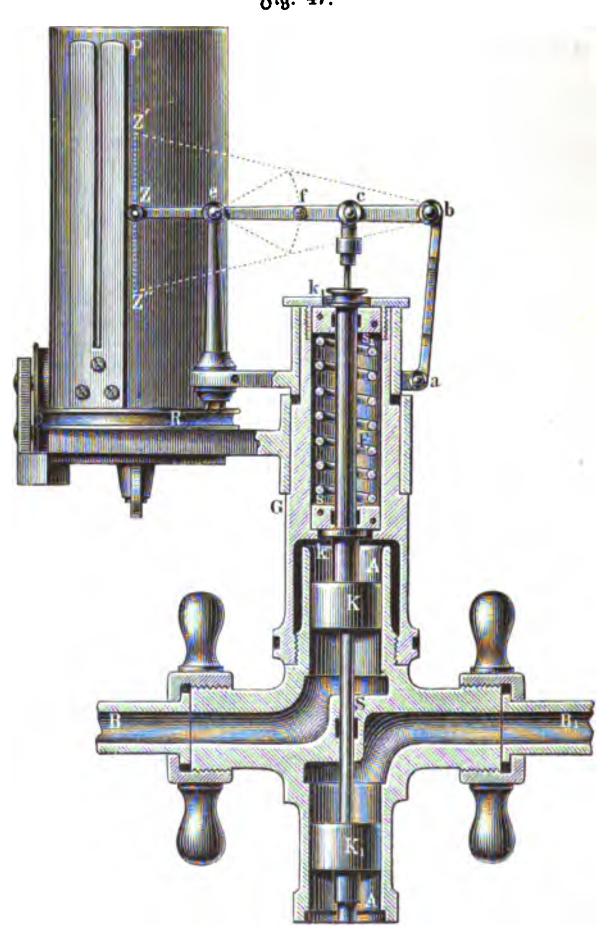
Um mit diesem Instrumente auch geschlossene Curven, wie mit den gewöhnlichen Indicatoren erhalten zu können, ist auch die Trommel P mit einem lösbaren Schraubenrade versehen, in welches die Schraube O eingreift. Es ist leicht ersichtlich, daß, wenn man dieses Rad einrückt und von den beiden Rädern N_1 auf G das eine auslöst, durch die alternirende Bewegung der Schraubenwelle NO gleichfalls die beiden Trommeln G und P in abwechselnde Bewegung versetzt werden, so daß der Papierstreifen sich zunächst von P auf G und dann wieder um ebensoviel von G auf P wickelt, wie es zur Erzeugung der geschlossenen Curve erforderlich ist. Bei diesem Vorgange bewirkt eine auf der Trommel Q befindliche Spiralfeder, welche mittelst des Sperrrades W und der Klinke Y regulirt werden kann, die gehörige Spannung des Papiers.

Die von dem Schreibstifte des Indicators gezeichnete geschlossene Curve ist, wie schon bemerkt wurde, ein Maß für diejenige mechanische Arbeit, welche von dem Dampfe ausgeübt wird, der während eines Hin- und Rückganges auf die eine Kolbenseite wirkt. Will man auch die auf die andere Kolbenseite übertragene Arbeit bestimmen, so ist man genöthigt, bei einem zweiten Versuche den Indicator mit dem anderen Ende des Dampfcylinders in Verbindung zu bringen, oder man muß, wenn man für denselben Kolbenlauf die Arbeiten für beide Kolbenseiten bestimmen will, gleichzeitig mit zwei Indicatoren operiren. Dies zu umgehen, ist in der neuesten Zeit von der Firma Schäffer und Budenberg ein Doppelindicator ausgeführt, welcher, mit zwei Kolben versehen, die mit den beiden Cylinderseiten in Verbindung stehen, in einem einzigen Diagramme die Arbeit beider Kolbenseiten während einer Umdrehung der Maschine, d. h. während eines Hin- und Rückganges des Kolbens angiebt.

Dieser Indicator besteht nach Fig. 47 (a. f. S.) aus den beiden gleichgroßen Kölbchen K und K_1, welche durch die Röhren B und B_1 mit den beiden Seiten des Dampfcylinders in Verbindung gebracht werden, derart, daß die beiden inneren einander zugewendeten Flächen von K und K_1 gleichzeitig den Dampfspannungen zu beiden Seiten des Dampfkolbens unterworfen, während die nach außen gerichteten Flächen von K und K_1 dem Atmosphärendrucke ausgesetzt sind. Hieraus geht ohne Weiteres hervor, daß die Feder F jederzeit einem Drucke unterworfen ist, welcher dem Ueberdrucke proportional ist, der auf die eine Kolbenseite wirkt. Wenn daher im spannungslosen Zustande die Kolben und der Schreibstift Z ihre mittlere Lage ein-

nehmen, wie in der Figur dargestellt ist, so erkennt man, daß der Stift Z sich hebt nach Z', wenn der Dampfkolben in der einen Richtung sich bewegt, wogegen bei dem Rückgange desselben in Folge der dann entgegengesetzten

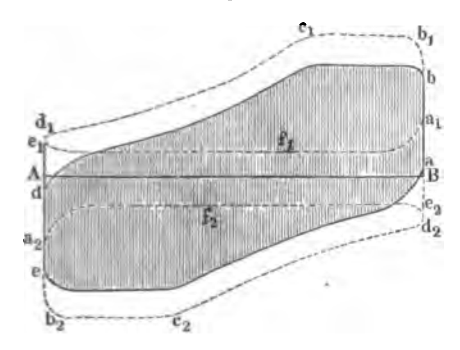
Fig. 47.



Richtung des Dampfüberdrucks der Schreibstift Z unter die mittlere Lage etwa nach Z'' herabgeht. In welcher Weise die Verschiebung der Kolbenstange durch Vermittelung des in dieser Weise zuerst von Thompson bei seinen Indicatoren zur Anwendung gebrachten Ellipsenlenkers (s. Th. III. 1) *abcef* eine vergrößerte geradlinige Bewegung des Schreibstiftes Z veranlaßt, ist aus der Figur ersichtlich, ebenso wie die Anordnung des Papier-

cylinders P, welcher durch die Schnurrolle R und eine Spiralfeder im Inneren bewegt wird, wie bei dem Richards'schen Indicator. Die Schraubenfeder F ist bei diesem Instrumente übrigens so angeordnet, daß sie sowohl beim Aufwärtsgange wie beim Niedergehen der Kolben zusammengedrückt und nicht ausgedehnt wird. Dies ist dadurch erreicht worden, daß die Feder F zwischen die beiden im Federhause G verschieblichen Scheiben s und s_1 gesetzt ist, von denen die eine oder die andere durch den vorstehenden Bund k oder k_1 der Kolbenstange nach innen geschoben wird.

Fig. 48.



Die beiden Röhren B und B_1 sind einzeln durch Hähne abschließbar, und wenn man das eine Rohr z. B. B_1 abschließt, so kommt der betreffende Kolben K_1 außer Thätigkeit, und der Apparat liefert wie jeder gewöhnliche einfache Indicator ein Diagramm, welches die Wirkung des Dampfes gegen die eine Kolbenfläche darstellt. Man kann daher die beiden Einzeldiagramme für die beiden Kolbenseiten und das Gesammtdiagramm auf denselben Papierstreifen zeichnen lassen, und erhält dadurch ein anschauliches Bild von der Wirksamkeit des Apparats. In Fig. 48 sind diese drei Diagramme gezeichnet. Hierin bedeutet AB die dem Atmosphärendrucke entsprechende Basis oder atmosphärische Linie, und die beiden punktirten Diagramme $a_1 b_1 c_1 d_1 e_1 f_1$ und $a_2 b_2 c_2 d_2 e_2 f_2$ entsprechen den beiden Kolbenseiten für einen Hin- und Rückgang des Kolbens. Das combinirte Diagramm $abde$ wird beschrieben, wenn

Fig. 49.



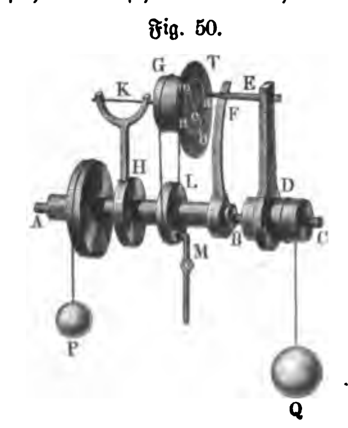
beide Cylinderseiten mit dem Indicator in Verbindung stehen, und die von diesem Diagramme umschlossene, in der Figur durch Schraffirung hervorgehobene Fläche ist daher ein Maß für die ganze von dem Kolben aufgenommene Arbeit während eines Hin- und Hergangs. Es bedarf kaum der Bemerkung, daß bei richtiger Functionirung des Apparats das Gesammtdiagramm sich aus den beiden Einzeldiagrammen construiren muß, wenn man die Ordinaten der Hingangs-, sowie diejenigen der Rückgangscurven beider Einzeldiagramme algebraisch addirt.

Anmerkung. Man hat auch bei den Indicatoren statt der Spiralfeder nach Poncelet Federschienen angewendet. Die wesentlichste Einrichtung eines solchen Indicators führt Fig. 49 vor Augen. Hier ist der Cylinder A horizontal angeordnet und mit dem Kolben K die parabolische Feder FG und der Zeichenstift Z verbunden, welcher seine Curven auf einen um zwei Trommeln gelegten Papierstreifen aufzeichnet (vergl. Morin, Leçons de mécanique pratique, 1. partie 1855). Einen anderen Dampfindicator mit zwei Federn hat Welkner construirt (s. dessen Schrift, „die Locomotive“ Göttingen 1859). Ueber den Doppelindicator von Schäffer und Budenberg ist eine Schrift dieser Firma: „Ueber Indicatoren 1882“ nachzulesen.

Der Indicator hat in neuerer Zeit eine ausgedehnte Anwendung bei Dampfmaschinen, nicht nur zur Bestimmung von deren Leistung, sondern namentlich zur Beurtheilung von deren Wirkungsweise, sowie zur Erkennung von Mängeln der Steuerung ꝛc. gefunden, zu welchem Zwecke sich der Indicator als ein ausgezeichnetes Hülfsmittel erwiesen hat. Näheres darüber wird bei den Dampfmaschinen angeführt werden.

§. 18. **Rotationsdynamometer.** Wenn es darauf ankommt, die Umdrehungskraft einer umlaufenden Welle zu ermitteln, so müssen die im Vorstehenden beschriebenen Dynamometer modificirt werden. Die wesentliche Einrichtung eines so modificirten Dynamometers ist aus der ideellen geometrischen Darstellung in Fig. 50 zu ersehen. Eine Maschine, deren Umdrehungskraft und Arbeit man ermitteln will, bestehe in der Hauptsache aus der Welle AB, an der die Kraft P, und aus der Welle BC, an der die Last Q wirke, und es sei die Verbindung dieser beiden Wellen mit einander durch eine auf der Welle AB sitzende Stahlfeder BF und einen auf der Welle BC befestigten und mit einem Bolzen E ausgerüsteten Arm DE hergestellt. Wenn man nun an einer etwa am Bolzen E angebrachten Scala die Seitenbiegung der Feder BF abliest, so erhält man dadurch ein Maß der Kraft R, womit die beiden Wellen

Fig. 50.



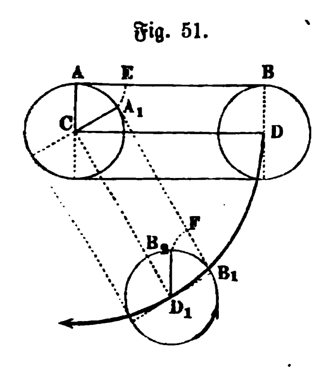
auf einander wirken, und ist noch der Abstand a des Bolzens E von der gemeinschaftlichen Axenrichtung AC beider Wellen sowie die Umdrehungszahl n der Welle bekannt, so läßt sich nun auch die Arbeit der Kraft P oder Q durch die Formel

$$L = \frac{n \pi a}{30} R$$

berechnen.

Da von der gedachten Scala immer nur ein Einzel- und nicht der Mittelwerth der Kraft R angegeben wird, so ersetzt man dieselbe durch einen **Totalisirungsapparat** (s. §. 14), welcher das Maß der Arbeit der Kraft R angiebt. Ein solcher Totaliseur besteht zunächst in einer Welle oder Trommel G, welche sich nicht allein mit der Welle AB gemeinschaftlich, sondern auch noch um ihre eigene Axe K umdreht, und es ist zu diesem Zwecke die Axe K auf einem Arme HK gelagert, welcher auf der Welle AB festsitzt. Damit sich diese Trommel G auch um ihre eigene Axe drehe, ist sie noch mit einer Scheibe L, welche zwar auf der Welle AB aufsitzt, jedoch mit dieser nicht fest verbunden ist und durch einen Arm M an jeder Umdrehung verhindert wird, durch eine Schnur ohne Ende verbunden. In Folge der Umdrehung der Axe K um AB dreht sich dann auch die Rolle G um K. Es stelle in Fig. 51 AC die feste und BD die um C drehbare, mit AC durch eine Schnur ohne Ende verbundene Rolle von beliebiger Größe vor. Gelangt diese Rolle BD nach B_1D_1, wobei ihre Axe D den Winkel DCD_1 zurücklegt, so wickelt sich von der Schnur AB ein Stück AE als Bogen AA_1 auf die feste Rolle auf, und es wickelt sich ein anderes $B_1B_2 = B_1F$ von der umlaufenden Rolle ab. Da $A_1B_1 = AB$ ist, so muß auch $B_1B_2 = B_1F$ $= AE = AA_1$ sein. Wären nun die Halbmesser der Rollen $CA = r_1$ und $DB = r_2$, sowie die gleichzeitigen Drehungswinkel $ACA_1 = DCD_1$ $= \varphi_1$ und $B_1D_1B_2 = \varphi_2$, so hätte man:

Fig. 51.



$$AA_1 = r_1 \varphi_1 \text{ und } B_1B_2 = r_2 \varphi_2,$$

und daher das Verhältniß zwischen den Winkelgeschwindigkeiten der Drehungen um D und C:

$$\frac{\varphi_2}{\varphi_1} = \frac{r_1}{r_2}.$$

Wäre z. B. $r_2 = r_1$, so hätte man dieses Verhältniß:

$$\frac{\varphi_2}{\varphi_1} = 1,$$

dann würde sich also die Rolle genau einmal um ihre Axe D drehen, während die letztere selbst einmal um C läuft; wäre dagegen $r_2 = 2r_1$, so hätte man:

$$\frac{\varphi_2}{\varphi_1} = {}^1/_2,$$

und es würde folglich die Rolle BD zweimal um C laufen, während sie sich um ihre eigene Axe D einmal umdreht.

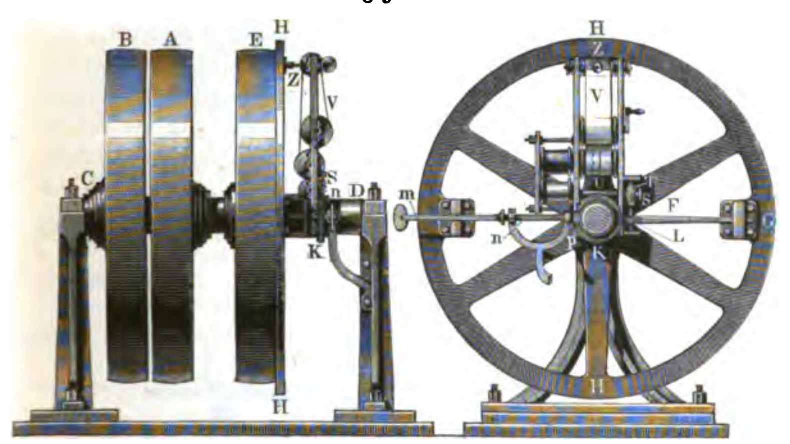
Den einfachsten Totaliseur erhält man nun, wenn man die Rolle G, Fig. 50, mit einem Teller T versieht, und denselben mit Papier überzieht, auf welches dann der Stift a, in welchen der Bolzen E ausläuft, eine Curve $amnb$ zeichnet. Nimmt man dann aus den verschiedenen Abständen ca, cm, cn, cb ... dieses Bogens von dem Mittelpunkte c des Tellers, das Mittel, so erhält man dadurch auch das Maß von dem mittleren Werthe der Kraft R, mit welcher während Durchlaufung des dem Umdrehungswinkel acb entsprechenden Weges, die Feder F den Bolzen E im Kreise herumführt.

Um die Arbeit einer Maschine für größere Wege oder Zeiten zu ermitteln, ersetzt man den Teller T, Fig. 50, durch ein Paar Trommeln mit einem Papierstreifen ohne Ende von der oben beschriebenen Einrichtung, so daß dann die Spitze a des Bolzens E auf dem unter ihr weggehenden Streifen eine Curve beschreibt, durch deren Flächeninhalt das Maß der mechanischen Arbeit bestimmt wird, welche die Maschine verrichtet, während der Papierstreifen einen gewissen Weg unter dem Stifte a zurücklegt. Die Einrichtung eines solchen Rotationsdynamometers nach Morin ist aus zwei Ansichten I und II, Fig. 52, zu ersehen und besteht wesentlich in Folgendem.

Auf der horizontalen Welle CD sitzen eine feste Riemenscheibe A und zwei lose Riemenscheiben B und E, und es wird durch die erstere die Kraft der Umtriebsmaschine auf die Welle CD, sowie durch die Rolle E von der genannten Welle auf die Arbeitsmaschine übertragen, deren Kraft und Leistung man durch das Dynamometer ermitteln will. So lange der Riemen auf B liegt und E nicht mit der Welle in fester Verbindung steht, findet natürlich weder eine Umdrehung der Welle, noch eine Bewegung der Arbeitsmaschine statt. Um das erstere zu bewirken, hat man dagegen den Riemen von B nach A zu rücken. Die feste Verbindung der Rolle E mit der Welle CD erfolgt durch zwei aus dem Obigen bekannte dynamometrische Federn, wie FG, welche einerseits mit der Welle CD fest verbunden sind

und mit dem freien Ende bei *G* einen an der Scheibe *E* festsitzenden Ring *HGH* ergreifen. In Folge dieser federnden Verbindung zwischen der Welle *CD* und der Scheibe *H* wird ein auf einem Arme der letzteren befindlicher Stift *Z* gegen den über Rollen geführten Papierstreifen *V* einen je nach der Größe der Kraft veränderlichen Ausschlag annehmen und die

Fig. 52.



entsprechende Curve zeichnen, wenn dem Papierstreifen *V* die gehörige Bewegung gegeben wird. Diese Bewegung wird dem Streifen durch Drehung der Axe *U* ertheilt, welche vermittelst des Schneckenrades *T* durch die Schraube *S* langsam umgedreht wird, indem nämlich die Axe dieser Schraube ihre Drehung durch zwei kleine Räder *L* und *K* erhält, von denen *K* concentrisch zur Welle *CD* ist, aber durch eine Nase *p* und eine Zugstange *mn* während der Messung an jeder Drehung verhindert wird. Die beiden Rädchen *K* und *L* sind wegen ihrer zu einander senkrechten Axen natürlich mit schrägen Zähnen versehen, und der ganze Apparat, welcher den Papierstreifen enthält, ist fest mit der Welle *CD* verbunden, an deren Umdrehung er Theil nimmt.

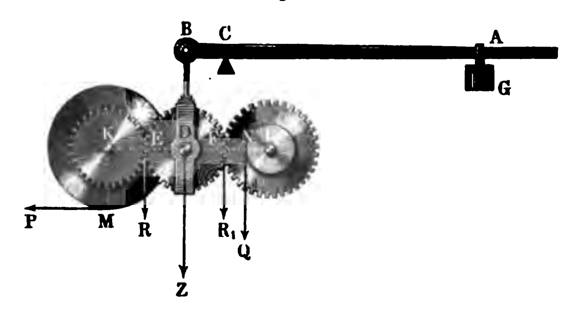
Statt des im Vorstehenden beschriebenen Zeichenapparates kann man sich auch zur Ausmittelung der Umdrehungskraft einer Maschine eines Zählapparates bedienen, wobei der Stift *Z* durch ein Laufrädchen mit einem Zeigermechanismus und der Papierstreifen *V* durch einen mittelst des Räderwerkes *KL*... umzudrehenden Teller ersetzt wird (vergl. §. 14, Fig. 28).

Wenn sich die Bewegung des Papierstreifens oder des Tellers nicht unmittelbar von der Maschine ableiten läßt, so kann man auch diese Theile des Instrumentes durch ein besonderes Uhrwerk, welches ungefähr die Einrichtung eines Bratenwenders oder des Schlagwerkes einer Uhr hat, in Bewegung setzen. Das Instrument giebt aber dann nicht ein Product aus

Kraft und Weg, sondern ein Product aus Kraft und Zeit an; um daher die mittlere Kraft zu finden, muß man dieses Product durch die Zeit dividiren, und um die Arbeit der Maschine zu bestimmen, ist der letzte Quotient noch mit dem Wege zu multipliciren.

§. 19. **Dynamometrische Zapfenlager.** Bei einem anderen Dynamometersysteme wird der Druck des Zapfens der umlaufenden Welle gemessen und hieraus die Größe der Umdrehungskraft der Maschine bestimmt. Das einfachste Dynamometer dieser Art ist die dynamometrische Schnellwage von Hachette. Dieselbe besteht aus einer gewöhnlichen Schnellwage ACB, Fig. 53, an welcher statt der Wagschale für die Last ein Zahnrad DEF hängt, welches zwischen die Zahnräder KE und LF eingesetzt wird, deren Umdrehungskraft ermittelt werden soll. Ist P die Umdrehungskraft der einen Welle am Hebelarme $KM = a$ und Q der Umdrehungswiderstand der anderen Welle am Hebelarme $LN = b$, sowie r der Halbmesser KE des einen und r_1 der Halbmesser LF des anderen

Fig. 53.



Zahnrades, so hat man die Kräfte, mit welchen beide Räder auf das eingeschaltete Zahnrad in E und F vertical abwärts drücken:

$$R = \frac{Pa}{r} \text{ und } R_1 = \frac{Qb}{r_1}.$$

Da dieselben an gleichen Armen DE und DF wirken, so ist auch

$$R = R_1,$$

und daher die Last oder Zugkraft der Wage ACB in B:

$$Z = R + R_1 = 2R,$$

sowie umgekehrt, der Druck R zwischen den Zähnen oder Zahnrädern:

$$R = \frac{Z}{2}.$$

Hat man die Wage durch Verschiebung des Laufgewichtes G mit der Zugkraft $Z = 2R$ ins Gleichgewicht gebracht, so ist dadurch auch Z und R, sowie

$$P = \frac{r}{a} R = \frac{r}{a} \frac{Z}{2},$$

und
$$Q = \frac{r_1}{b} R = \frac{r_1}{b} \frac{Z}{2}$$

bestimmt, und ist nun noch die Umdrehungszahl n der Kraft- oder die Umdrehungszahl n_1 der Lastwelle pr. Minute bekannt, so kann man endlich die Arbeit der Maschine mittelst einer der Formeln

$$L = \frac{\pi n a}{30} P = \frac{\pi n r}{30} \frac{Z}{2}$$

und
$$L = \frac{\pi n_1 b Q}{30} = \frac{\pi n_1 r_1}{30} \frac{Z}{2}$$

berechnen.

Wegen der Reibungen am Zapfen D und zwischen den Zähnen bei E und F fällt, genau genommen, R_1 etwas kleiner als R aus, es ist daher R etwas größer als $\frac{Z}{2}$, und die nach der Formel

$$L = \frac{\pi n r}{30} \frac{Z}{2}$$

berechnete Leistung der Kraft etwas zu klein.

In der Regel wird man

$$R = \frac{Z}{2} (1 + \mu)$$

und
$$R_1 = \frac{Z}{2} (1 - \mu)$$

setzen können, wo μ eine von den Verhältnissen der Wage abhängige Erfahrungszahl ist. Hiernach hat man:

$$P = (1 + \mu) \frac{r}{a} \frac{Z}{2},$$

sowie:
$$Q = (1 - \mu) \frac{r_1}{b} \frac{Z}{2},$$

und daher:
$$\frac{P}{Q} = \frac{1 + \mu}{1 - \mu} \frac{r}{r_1} \frac{b}{a},$$

sowie umgekehrt:
$$\mu = \frac{P a r_1 - Q b r}{P a r_1 + Q b r}.$$

Wenn man durch einen Vorversuch zwei Kräfte P und Q ermittelt, welche einander an diesem Mechanismus das Gleichgewicht halten, so kann man hieraus die Erfahrungszahl μ berechnen und nun mit Hülfe derselben in anderen Fällen die Kraft

$$P = (1 + \mu) \frac{r}{a} \frac{Z}{2},$$

sowie die Arbeit

$$L = (1 + \mu) \frac{\pi n r}{30} \frac{Z}{2} = (1 + \mu) \frac{\pi n r}{60} Z$$

bestimmen.

Das Dynamometer von Schinz (s. Polytechnisches Centralblatt, 1848) ist von der dynamometrischen Schnellwage wesentlich nicht verschieden. Ebenso Rittinger's verbessertes Dynamometer (s. die österreichische Zeitschrift für Berg- und Hüttenwesen, 1855).

Das dynamometrische Zapfenlager (s. Rittinger's Abhandlung in der österreichischen Zeitschrift für Berg- und Hüttenwesen, 1856) beruht auf demselben Principe wie die dynamometrische Schnellwage; nur wird hier kein drittes Zahnrad eingeschaltet, sondern sogleich der verticale Zapfendruck der einen oder anderen Welle ermittelt und hieraus die Umdrehungskraft derselben berechnet. Zur Bestimmung dieses Zapfendrucks Z der Welle MKE, Fig. 54, kann man sich am besten einer Brückenwage bedienen, auf deren Brücke BB die beiden Zapfenlager K der Welle zu stellen sind. Wirkt die Kraft dieser Welle am Hebelarm $KM = a$, weicht die Richtung derselben um den Winkel α vom Horizonte ab, ist ferner der Halbmesser KE des auf dieser Welle sitzenden Zahnrades gleich r, und hat die ganze armirte Welle KEM das Gewicht G, so hat man den durch die Brückenwage zu bestimmenden verticalen Componenten des Zapfendruckes:

Fig. 54.

$$Z = G + P \sin \alpha + \frac{a}{r} P = G + \left(\sin \alpha + \frac{a}{r}\right) P,$$

so daß nun die Umdrehungskraft

$$P = \frac{Z - G}{\sin \alpha + \frac{a}{r}}$$

folgt.

Die Bestimmung dieser Kraft fällt natürlich um so schärfer aus, je kleiner das Gewicht G der Welle ist.

Differentialdynamometer. Wenn die Wellen K und L, Fig. 53, §. 20. deren Umdrehungskraft die dynamometrische Schnellwage angeben soll, nicht neben, sondern hinter einander liegen, so daß ihre Axen in eine Linie fallen, wie Fig. 55 darstellt, so müssen die Zahnräder KE und LF eine kegelförmige Gestalt erhalten, also sogenannte conische Räder sein, wogegen alles übrige, wie z. B. die Wage ACB, woran das Mittelrad EF hängt, unverändert bleiben kann. Ist auch hier Z der von der Wage angegebene Zapfendruck des Rades EF, so läßt sich der Zähnedruck bei E wieder

$$R = (1 + \mu) \frac{Z}{2},$$

und folglich die am Hebelarme a wirkende Umdrehungskraft

$$P = (1 + \mu) \frac{r}{a} \frac{Z}{2},$$

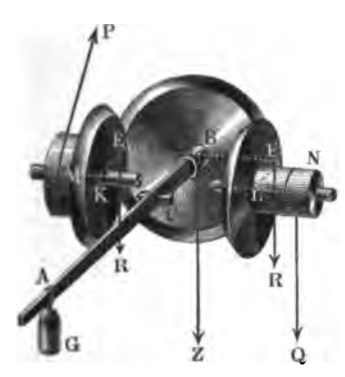
sowie die Arbeit der Welle

$$L = (1 + \mu) \frac{\pi n r}{60} Z$$

setzen, insofern wieder r den Halbmesser KE des auf KM sitzenden Zahnrades, sowie n die Umdrehungszahl der Welle MK bezeichnet.

Dieses Dynamometer wird dadurch noch vervollkommnet, daß man Hebel oder Wagebalken ACB mit zwei conischen Rädern ausrüstet, so daß das Zahnrad KE der Kraftwelle durch beide Räder auf das Zahnrad LF der Lastwelle wirken kann. Die allgemeine Einrichtung eines solchen Dynamometers ist aus dem Grundrisse desselben in Fig. 56 zu ersehen. Mit der Krafttrommel M ist das conische Zahnrad EE_1 und mit der Lasttrommel N das conische Zahnrad FF_1 fest verbunden; beide Räder sitzen lose auf der festen Welle XX_1 und stehen durch die conischen Zahnräder EF und E_1F_1 mit einander in Verbindung. Durch die Kraft P und die Last Q und mittelst der Räder EE_1 und FF_1 wird das Zahnrad EF bei E und F abwärts und dagegen das Zahnrad E_1F_1 bei E_1 und F_1 aufwärts gedrückt.

Fig. 55.



Der abgebildete Rädermechanismus heißt ein Differentialgetriebe, weshalb dieses Dynamometer auch den Namen Differentialdynamometer erhalten hat.

Ist R die Größe des Druckes zwischen den Zähnen an jeder dieser vier Stellen, so besteht daher die Wirkung der Räder EE_1 und FF_1 auf den Hebel ACB aus einem abwärts gerichteten Verticaldruck

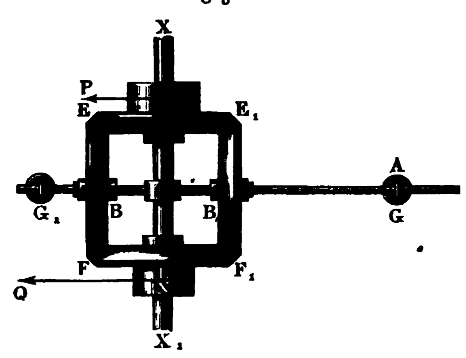
$$Z = 2R \text{ in der Axe } B \text{ des Rades } EF$$

und aus einem aufwärts gerichteten Verticaldruck

$$Z = -2R \text{ in der Axe } B_1 \text{ des Rades } E_1F_1.$$

Beide Drucke bilden nun ein Kräftepaar, welchem durch das Laufgewicht G im Punkte A des Hebels und durch den Widerstand $(-G)$ der Welle

Fig. 56.



XX_1 in C, wo dieselben mittelst einer Hülse vom Hebel umschlossen wird, das Gleichgewicht zu halten ist. Sind a_1 und b_1 die Hebelarme CA und $CB = CB_1$ des durch ein Gewicht G_1 gehörig tarirten Wagebalkens ACB, so hat man:

$$Ga_1 = Zb_1 + Zb_1 = 2Zb_1 = 4Rb_1;$$

bezeichnet ferner, wie seither, a den Hebelarm der Kraft P und r den Halbmesser eines Zahnrades EE_1 und FF_1, so ist auch:

$$Pa = Rr + Rr = 2Rr,$$

und daher:

$$P = \frac{r}{a}\, 2R = \frac{a_1}{b_1}\,\frac{r}{a}\,\frac{G}{2},$$

wobei natürlich nicht auf die Nebenhindernisse Rücksicht genommen wird.

Mit Rücksicht auf die Nebenhindernisse läßt sich

$$P = (1 + \mu)\,\frac{a_1}{b_1}\,\frac{r}{a}\,\frac{G}{2},$$

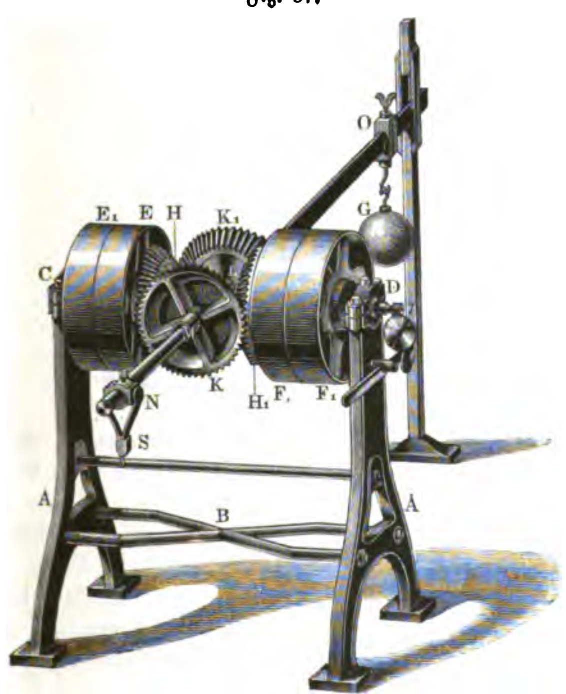
sowie die mechanische Arbeit

$$L = (1 + \mu)\,\frac{a_1}{b_1}\,\frac{\pi n r}{60}\,G$$

setzen.

Nach demselben Principe sind die Dynamometer von Batchelder (siehe Dingler's Polytechn. Journal, 1844) construirt, deren wesentliche Einrichtung aus der Abbildung aus Fig. 57 zu entnehmen ist. Zwei durch schmiedeeiserne Stangen *B* zusammengehaltene gußeiserne Ständer *A*, *A* unterstützen die Zapfenlager *C*, *D* der horizontalen Welle *CD*, welche zwei Paar gleich große Riemenscheiben *E*, E_1 und *F*, F_1, sowie die conischen Räder *H*, H_1 trägt. Das Rad *H* ist mit *E*, sowie das Rad H_1 mit *F* fest verbunden, und während die erstere Verbindung fest auf der Welle *CD* sitzt, ist die letztere, sowie die Rolle E_1 und die Rolle F_1, lose auf derselben.


Fig. 57.

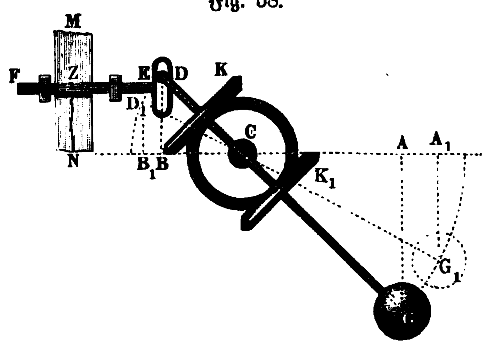


Zwei andere conische Räder *K*, K_1, welche mit den ersteren im Eingriff stehen, sitzen lose auf der Welle *LM*, deren Verlängerung *LO* den Wagebalken mit dem Laufgewichte *G* bildet. In der Mitte zwischen den beiden Rädern *K* und K_1 bildet die Welle *LM* eine Hülse, durch welche die Welle *CD* hindurchgeht, und an dem Ende *N* der ersteren Welle ist ein Haken angebracht, an welchen das diese Welle äquilibrirende Tarirgewicht angehangen wird. Endlich ist *Z* ein die Anzahl der Umdrehungen angebender Zählapparat, welcher durch das schraubenförmig geschnittene Ende *D* der

Welle CD in Bewegung gesetzt wird. Vor dem Versuche liegt der Riemen, welcher mit der Kraftmaschine in Verbindung steht, auf der losen Rolle E_1, und derjenige Riemen, welcher die Lastmaschine betreibt, auf der losen Rolle F_1; bei Beginn des Versuches werden aber die Riemen auf die Scheiben E und F geschoben, welche mittelst der Zahnräder in Verbindung stehen, so daß dadurch die Kraftmaschine in den Stand gesetzt wird, die angehängte Arbeitsmaschine in Bewegung zu setzen. Wird hierbei durch gehörige Verschiebung des Laufgewichts G der Arm LO in horizontaler Lage erhalten, so erhält man in G das zur Bestimmung der Kraft der Maschine erforderliche Element.

Will man durch dieses Instrument die Arbeit der Maschine, in welche dasselbe eingeschoben worden ist, unmittelbar angeben oder totalisiren, so kann

Fig. 58.



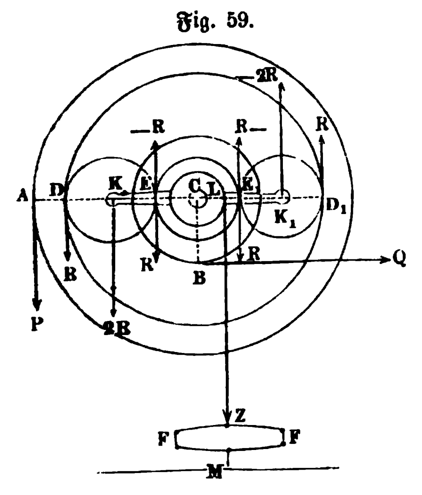
man statt des Laufgewichtes G in N ein Federdynamometer, wie Fig. 25, anschließen, und von dem Stifte desselben auf einen von Z in Bewegung zu setzenden Papierstreifen eine Curve aufzeichnen lassen.

Zu diesem Totalisiren ist übrigens ein Federdynamometer nicht unbedingt nöthig; man kann auch den Zeichenstift durch das Gewicht am Hebel LO selbst in Bewegung setzen lassen. Ein solches Dynamometer, bei welchem der Zeichenstift durch das die Kraft der Maschine bestimmende Gewicht bewegt wird, ist dem Mechaniker J. Wagner in Paris (schon im Jahre 1837) patentirt worden. Die wesentliche Einrichtung eines solchen Zeichenapparates ist aus Fig. 58 zu ersehen. Der Wagebalken, welcher eine Verlängerung der Umdrehungsaxe der conischen Räder K, K_1 bildet, ist um C drehbar und hat eine geneigte Lage CG, ferner ist an dem anderen Ende der gedachten Drehungsaxe ein Frictionsrädchen D angebracht, welches von dem schleifenförmigen Kopfe E einer Stange EF, woran der Zeichenstift Z befestigt ist, ergriffen wird. Wenn nun unter dem letzteren der Papierstreifen MN mittelst der Maschine oder eines chronometrischen Apparates fortbewegt wird, so zeichnet dieser Stift die Arbeitscurve der Maschine auf. Aendert

sich die Kraft, so nimmt der Arm CG eine andere Neigung an, wobei der Hebelarm CA in CA_1 übergeht und sich um eine gewisse Größe AA_1 ändert, welche nicht allein der Veränderung der Kraft, sondern auch der Projection BB_1 von dem Wege DD_1 des Hebelendes D in der Richtung von CA, proportional ist, so daß folglich auch die Verschiebung der Stange EF sammt Stift Z mit der Aenderung der Kraft gleichmäßig zu- und abnimmt.

Hartig's Dynamometer. Das vorzüglichste Dynamometer für Arbeitsmaschinen ist das von Professor E. Hartig in Dresden angegebene und von demselben bei seinen zahlreichen Messungen zur Bestimmung der Betriebskraft der verschiedensten Arbeitsmaschinen angewandte. Das Princip dieses Instrumentes ist aus Folgendem zu ersehen. Lose auf der Welle C (Fig. 59) drehbar ist das innen und außen verzahnte Rad CAD befindlich, auf dessen äußeren Zahnkranz CA die Umdrehungskraft P übertragen wird, §. 21.

Fig. 59.



während der innere Zahnkranz CD bei D und D_1 in zwei gleiche Zahnräder DE, D_1E_1 eingreift, welche gemeinschaftlich auf ein drittes Zahnrad EE_1 wirken. Das letztere ist, ebenso wie die Riemenscheibe BC, an welcher die Last wirkt, fest mit der Welle C verbunden, wogegen die Räder DE, D_1E_1 mit ihren Axen auf einem Hebel KCK_1 sitzen, welcher sich frei um C drehen läßt. Mit dem letzteren ist eine Rolle CL verbunden, um welche ein Riemen liegt, der an das bei M befestigte Federdynamometer FF angeschlossen ist. Es läßt sich leicht einsehen, daß hier der Umdrehungskraft P durch zwei Kräfte R, $-R$ bei D und D_1 das Gleichgewicht gehalten wird, daß aus den letzteren wieder ein Kräftepaar, $-R$, R bei E und E_1 entsteht, welches sich mit der Last Q ins Gleichgewicht setzt, und daß in Folge dessen in den Axpunkten K und K_1, die Kräfte $2R$ und $-2R$ wirken und das Federdynamometer mit einer gewissen Kraft Z spannen. Ist a der Hebelarm CA der Kraft, b der Hebelarm CB der Last, r der Halbmesser $CD = CD_1$ des größeren, r_1 der Halbmesser $CE = CE_1$ des kleineren, also $\frac{r - r_1}{2}$ der Halbmesser $KD = K_1D_1$ eines der beiden Zwischenräder, und c der Hebelarm CL der Federkraft Z, so hat man:

$$Pa = 2Rr;\ Qb = 2Rr_1 \text{ und } Zc = 2R(r + r_1);$$

daher:

$$\frac{P}{Q} = \frac{r}{r_1}\frac{b}{a}$$

und

$$\frac{P}{Z} = \frac{r}{r + r_1}\frac{c}{a}.$$

Bezeichnet man noch mit n die Anzahl der Umdrehungen des Rades CA pro Minute, so erhält man die in der Secunde auf den Apparat übertragene mechanische Arbeit:

$$L = \frac{n\pi a}{30}P = \frac{n\pi}{30}\frac{r}{r + r_1}Zc,$$

oder wenn, wie bei dem Hartig'schen Instrumente, die drei Räder DE, EE_1 und D_1E_1 von gleicher Größe sind, also für $r = 3r_1$:

$$L = \frac{n\pi}{120}Zc.$$

Von dieser auf das Rad AC übertragenen Arbeit wird ein Theil zur Ueberwindung der Reibungswiderstände verwendet, welche in dem Dynamometer selbst hervorgerufen werden. Hartig fand bei dem von ihm benutzten Apparate, daß die auf die Arbeitsmaschine wirklich übertragene Kraft gleich 0,893 jener oben berechneten gesetzt werden kann, so daß dafür

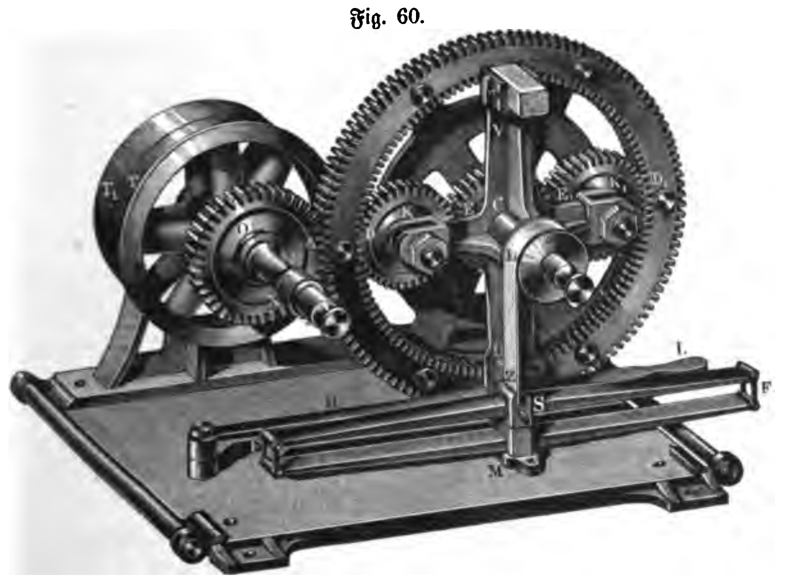
$$L = 0{,}893\frac{n\pi}{120}Zc = 0{,}02337\,nZc$$

zu setzen war.

In der Abbildung, Fig. 60, dieses Instrumentes sieht man noch bei T und T_1 die feste und lose Riemenscheibe, sowie in O das Zahnrad, wodurch die von der letzteren aufgenommene Kraft auf das außen und innen gezahnte Rad ADD_1 übertragen wird. Auch bemerkt man bei N die Schraube, womit der (nicht abgebildete) Zähl- oder Zeichenapparat in Bewegung gesetzt wird. Die Arme KC und K_1C_1, welche die in die Verzahnungen DD_1 und EE_1 eingreifenden Zahnräder DK, D_1K_1 tragen, bilden mit zwei anderen Armen U und V, sowie mit der auf der Welle des Rades EE_1 lose sitzenden Trommel CL ein Ganzes. Letztere ist durch den Riemen LZ mit den dynamometrischen Federn FF verbunden, deren eine den Stift S trägt, welcher auf dem vorbeilaufenden Papierstreifen eine Curve aufzeichnet. Durch den in das Armende U eingreifenden Hebel HL kann die Thätigkeit des Instrumentes nach Belieben hervorgerufen und aufgehoben werden. Um das übermäßige Anspannen der Federn zu verhindern, ist das Ende des Armes CV mit einem starken Holzdaumen versehen, welcher sich bei einer gewissen Stellung des Kreuzes KUK_1V gegen ein festes Hinderniß stemmt.

Die auf der Welle C befindliche, in der Figur weggelassene Riemenscheibe (CB der Fig. 59), auf welche der Riemen der Arbeitsmaschine läuft, ist mit T von gleicher Größe und liegt mit ihr auch in derselben Flucht. Dieser Umstand erleichtert die Einschaltung des Dynamometers zwischen einer vorhandenen Arbeitsmaschine und ihrer Betriebswelle außerordentlich, indem hierdurch jede seitliche Verschiebung der vorhandenen Betriebsscheiben auf ihren Wellen erspart bleibt. Da ferner das Zahnrad O nur $^1/_3$ soviel Zähne erhalten hat, als der äußere Zahnkranz CA, so erkennt man leicht, daß auch die Welle von T mit derjenigen C gleiche Umdrehungsgeschwindig-

Fig. 60.



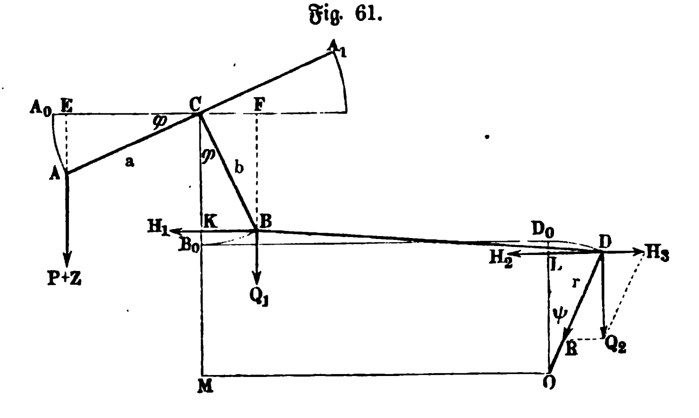
keit hat, denn bei der gewählten Anwendung $r = 3\,r_1$, wonach die drei Räder DE, EE_1 und D_1E_1 gleiche Größe haben, macht das mittlere Rad EE_1 genau dreimal so viel Umdrehungen als der Zahnkranz DD, folglich ebenso viel, wie das Zahnrad O und die Scheibe T.

Anmerkung. Näheres über das Hartig'sche Dynamometer s. in Polyt. Centralblatt, 1857. Ferner Grothe, Allgem. polyt. Ztschrft. 1874, sowie über die Versuche Hartig's im Civilingenieur. Bentall's Dynamometer mit Spiralfedern sind in Dingler's Journal Bd. 167 (1863), vom Herrn M. Eyth beschrieben.

Horizontal-Dynamometer. Zum Messen horizontaler Kräfte von mäßiger Größe läßt sich das vom Professor Schönemann erfundene Horizontal-Dynamometer mit Vortheil anwenden. Dessen wesentliche §. 22.

Einrichtung besteht in Folgendem: ACA_1 (Fig. 61) ist ein gewöhnlicher, um C drehbarer Wagebalken und BD ist die zur Aufnahme der zu messenden Kraft dienende Tafel- oder Wagschale, welche mit dem einen Ende B auf dem Ende eines mit dem Wagbalken fest verbundenen Armes CB und mit dem anderen Ende D auf dem Kopfe eines um O drehbaren Tragarmes OD ruht. Natürlich müssen die Stützpunkte A, B, C, D und O in sogenannten Schneiden bestehen. Beim Einspielen der Wage hat die Tafel BD die horizontale Lage $B_0 D_0$ und sind die Arme CB und OD in den verticalen Stellungen CB_0 und OD_0. Bei diesem Stande werden die verticalen Kräfte und Gewichte der Wage mittelst der Arme $B_0 C$ und $D_0 O$ direct auf die festen Stützpunkte C und O übertragen, dagegen wirkt die

Fig. 61.



Horizontalkraft der Tafel BD mittelst des Hebelarmes CB_0 auf den Wagebalken ACA_1 und sucht denselben um C zu drehen. Ist nun H die Größe dieser Horizontalkraft, P die Größe des Gewichtes in A_0, welches dieser Kraft das Gleichgewicht hält, und sind b und a die Hebelarme CB_0 und CA_0 dieser Kräfte, so hat man $Pa = Hb$, und daher einfach die Horizontalkraft der Tafel $B_0 D_0$:

$$H = \frac{a}{b} P.$$

Die Zulage Z zu P bewirkt einen Ausschlag $A_0 CA = \varphi$ des Wagebalkens, welcher unter der Voraussetzung, daß er nur wenige Grade beträgt, wie folgt, zu bestimmen ist. Die sämmtlichen Kräfte und Gewichte der armirten Brücke oder Tafel BD kann man auf bekannte Weise auf zwei Verticalkräfte Q_1 und Q_2 und zwei Horizontalkräfte H_1 und H_2 zurückführen, welche in B und D ihre Angriffspunkte haben. Ferner läßt sich der horizontale Ausschub LD des Stützpunktes D gleich dem horizontalen Ausschub KB des Stützpunktes B setzen; bezeichnet man die Armlänge $OD_0 = OD$

durch r und den Drehungswinkel $D_0 O D$, welcher dem Ausschlag $B_0 CB = A_0 CA = \varphi$ entspricht, durch ψ, so hat man folglich

$$r \sin\psi = b \sin\varphi,$$

daher

$$\sin\psi = \frac{b}{r} \sin\varphi,$$

auch annähernd

$$\psi = \frac{b}{r}\varphi.$$

Da beim Ausschlagen der Wage B_0 um $B_0 K = b\,(1 - \cos\varphi) = 2\,b \sin^2\frac{\varphi}{2} = \frac{b\,\varphi^2}{2}$ steigt und D_0 um $D_0 L = r\,(1 - \cos\psi) = \frac{r\,\psi^2}{2} = \frac{b^2\,\varphi^2}{2r}$ fällt, so ist bei der Länge $BD = l$ der Tafel, für den Neigungswinkel μ derselben:

$$\sin\mu = \frac{B_0 K + D_0 L}{BD} = \frac{b r \varphi^2 + b^2 \varphi^2}{2 r l} = \frac{(b + r)\, b}{2 r l}\,\varphi^2.$$

Wegen des Factors φ^2 läßt sich daher annähernd $\mu = 0$ setzen, ist also anzunehmen, daß die Tafel während eines kleinen Ausschlages φ nahe horizontal bleibt. Von der Verticalkraft Q_2 des Punktes D nimmt der Stützpunkt O den Componenten $R = \frac{Q_2}{\cos\psi}$ auf, während sich der horizontale Component $H_3 = Q_2 \tang\psi$ mit der Horizontalkraft H_2 vereinigt, so daß die ganze Horizontalkraft in D:

$$H_2 - H_3 = H_2 - Q_2 \tang\psi$$

annähernd

$$= H_2 - \frac{Q_2\, b \sin\varphi}{r}$$

übrig bleibt.

Da nun BD annähernd horizontal ist, so kann man auch annehmen, daß diese Kraft von BD aufgenommen und bis B fortgepflanzt werde. Diesem zu Folge wirkt in B am Hebelarm $CK = CB \cos B_0 CB = b \cos\varphi$ die gesammte Horizontalkraft $H_1 + H_2 - H_3 = H_1 + H_2 - \frac{Q_2\, b \sin\varphi}{r}$, sowie am Hebelarm $CF = b \sin\varphi$ die Verticalkraft Q_1 der am Hebelarm $CE = a \cos\varphi$ wirkenden Kraft des Wagebalkens $A\,CA_1$ entgegen, und es ist nun zu setzen:

$$(P + Z)\, a \cos\varphi = \left(H_1 + H_2 - Q_2\,\frac{b \sin\varphi}{r}\right) b \cos\varphi + Q_1\, b \sin\varphi,$$

oder

$$(P + Z)a = (H_1 + H_2)b + Q_1 b \, tang \, \varphi - \frac{Q_2 b^2}{r} \sin \varphi$$

annähernd
$$= (H_1 + H_2)b + \left(Q_1 - \frac{b}{r} Q_2\right) b \varphi.$$

Nun ist aber für $\varphi = 0$:

$$Pa = (H_1 + H_2)b = Hb,$$

daher hat man

$$Za = \left(Q_1 - \frac{b}{r} Q_2\right) b \varphi,$$

und den gesuchten Ausschlag

$$\varphi = \frac{Za}{\left(Q_1 - \frac{b}{r} Q_2\right) b}.$$

Es wächst also hier wie bei der gemeinen Wage der Ausschlag direct wie die Zulage, wie die Armlänge a u. s. w.

Anmerkung. Die Monographie: Das Horizontal-Dynamometer und seine Anwendung auf die Mechanik von Th. Schönemann, Berlin 1864 giebt eine ausführliche Theorie und Beschreibung dieses Instrumentes, und behandelt auch mehrfache Anwendungen desselben. Vorstehendes ist nur ein kurzer möglichst populär gehaltener Abriß der Theorie desselben.

§. 23. **Brems-Dynamometer.** Alle bisher angeführten Dynamometer messen die ausgeübte Kraft oder Arbeitsleistung einer Maschinenanordnung direct dadurch, daß sie zwischen den Motor und die von ihm zu betreibende Arbeitsmaschine eingeschaltet werden, also während der gewöhnlichen Arbeitsverrichtung der betreffenden Maschine. Diese Dynamometer sind daher vorzugsweise zur Anwendung zu bringen, wenn es sich um die Ermittelung des Arbeitsaufwandes handelt, welchen eine Arbeitsmaschine während ihrer gewöhnlichen Bewegung bedarf.

Es giebt noch eine zweite Klasse von Dynamometern, welche nur für Kraftmaschinen und zwar in der Regel nur für solche mit rotirender Bewegung angewendet werden, wenn es sich darum handelt, diejenigen Leistungen zu ermitteln, welche diese Kraftmaschinen bei gewissen Geschwindigkeiten oder unter sonstigen Betriebsverhältnissen überhaupt auszuüben im Stande sind. Hierbei wird der Kraftmaschine bei der Messung ein künstlicher Widerstand entgegengesetzt, in der Regel eine Reibungsarbeit, seltener eine zu hebende Last, welcher Widerstand soweit gesteigert wird, daß er gerade von

Fig. 62.

dem Motor im Beharrungszustande überwunden wird. Hierher gehört zunächst das Brems-Dynamometer oder der Prony'sche Zaum.

In seiner einfachsten Gestalt besteht dieses Instrument aus einem Balken AB, Fig. 62 (a. v. S.), mit einer Wagschale AG, und aus zwei hölzernen Bremsstücken D und EF, welche durch Schraubenbolzen EH und FK auf die umlaufende Welle C stark aufgedrückt werden. Soll mit Hülfe dieser Vorrichtung die Kraft der Welle C bei einer bestimmten Winkelgeschwindigkeit oder Umdrehungszahl gefunden werden, so legt man so viel Gewicht G auf die Wagschale und zieht die Schraubenmuttern H und K so stark an, daß nicht allein die Welle die verlangte Umdrehungszahl annimmt, sondern auch der Hebel oder Balken AB horizontal und frei, d. i. ohne auf einem der beiden Böcke L und R zu ruhen, schweben bleibt. Dann wird die ganze Arbeit der Maschine von der Reibung zwischen den Bremsbacken und dem Wellenumfange consumirt, und es ist daher die Arbeit derselben der gesuchten Leistung gleich zu setzen. Da nun noch der Hebel frei hängt, so hält nur die in der Umdrehungsrichtung wirkende Reibung F dem aufgelegten Gewichte das Gleichgewicht, und es läßt sich jene Reibung aus diesem Gewichte leicht finden. Setzt man den Hebelarm CM des Gewichtes G in Hinsicht auf die Wellenaxe gleich a, so ist das statische Moment des Gewichtes und also auch das Reibungsmoment oder auch die Reibung, wenn man sie am Halbmesser Eins wirksam annimmt, gleich Ga; bezeichnet daher noch ω die Winkelgeschwindigkeit der Welle, so hat man ihre mechanische Arbeit (pr. Secunde):

$$L = Pv = Ga\omega = \omega a G.$$

Ist n die Umdrehungszahl der Welle pr. Minute, so läßt sich

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{\pi n}{30},$$

daher die gesuchte Arbeit

$$L = \frac{\pi n a}{30} G$$

setzen.

Uebrigens hat man unter G nicht allein das aufgelegte Gewicht, sondern auch noch das auf den Aufhängepunkt der Wagschale reducirte Gewicht des aufgesetzten Apparates zu verstehen. Um das letztere zu ermitteln, legt man den Apparat mit D auf eine scharfe Schneide und hängt denselben bei A mittelst einer Schnur an einer Wage auf.

Damit ein Bremsdynamometer wie eine gewöhnliche Gewichtswage Stabilität besitze, soll man den Aufhängepunkt A des Gewichtes G oder der Wagschale in einer Schneide bestehen lassen, und denselben nicht, wie in Fig. 63 (a. f. S.), über, sondern, wie in Fig. 64, unter die Axe C der Welle legen. Wenn bei der letzteren Anordnung das Gewicht G sinkt und steigt, und dabei

der Aufhängepunkt A nach D oder E kommt, so nimmt der Hebelarm CB ab oder zu, so daß hierdurch eine natürliche Ausgleichung bewirkt wird, und der Hebel CA von selbst ins Gleichgewicht kommt. Bei der ersteren Anordnung (Fig. 63) findet dagegen mit der Zu- oder Abnahme von G auch eine Zu- oder Abnahme vom Hebelarme $CB = a$ statt, und es kann sich daher der Hebel CA nicht von selbst ins Gleichgewicht stellen.

Um den Zapfendruck nicht zu vergrößern, kann man zwei Bremsdynamometer AB, A_1B_1, Fig. 65, anwenden, oder den einfachen Brems durch eine Kraft $G_1 = G$ in B_1 unterstützen.

Zweckmäßiger ist das in Fig. 66 abgebildete Bremsdynamometer mit einem gußeisernen Bremsringe DEF, der durch drei Paar Schrauben

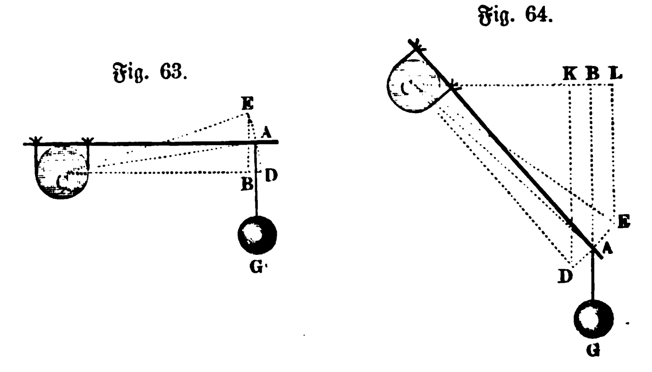


Fig. 63. Fig. 64.

S, T, U auf jede Welle, wenn sie nicht sehr stark ist, aufgeschraubt werden kann. Bei diesem Apparate ist auch das untere Holzstück durch ein eisernes Band ersetzt, das die Hälfte des zu diesem Zwecke rinnenförmig ausgenommenen Bremsringes umgiebt.

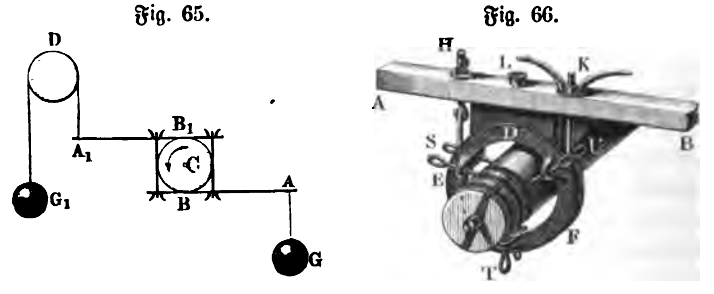


Fig. 65. Fig. 66.

Uebrigens endigt dieses Band in zwei durch den Balken AB gehenden Bolzen und läßt sich durch eine oder zwei Schraubenmuttern, wie z. B. K, beliebig stark an den Bremsring andrücken. Um das Verkohlen des Holzes oder die allzugroße Erwärmung des Eisens zu verhindern, wird den Reibungsflächen durch das Loch L und mittelst eines

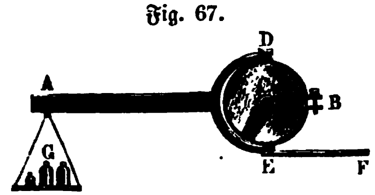
Trichters Oel oder Wasser zugeführt. Diese Apparate sind in Deutschland unter dem Namen „Egen's Bremsdynamometer“ bekannt.

Beispiel. Um die Leistung eines Wasserrades zu finden, hat man auf die Welle desselben ein Bremsdynamometer aufgesetzt, und während der vollkommenen Regulirung des Aufschlagwassers bei der vorgeschriebenen Umdrehungszahl $n = 6$ pr. Minute gefunden: Aufgelegtes Gewicht nebst dem reducirten Gewichte vom Instrumente, $G = 300$ kg, Armlänge von diesem Gewichte, $a = 3{,}5$ m. Hieraus berechnet sich nun die effective Leistung dieses Wasserrades bei der verlangten Geschwindigkeit:

$$L = \frac{\pi \cdot 6 \cdot 3{,}5}{30} 300 = 659{,}7 \text{ mkg} = 8{,}8 \text{ Pferdekräfte.}$$

Man hat in der neueren Zeit sehr mannigfaltige mehr oder weniger vollkommene und zum Theil sehr complicirte Bremsdynamometer in Anwendung gebracht. Hier sei jedoch nur von den einfachsten Vorrichtungen dieser Art die Rede. Fig. 67 repräsentirt ein von Armstrong angewendetes Dynamometer. Dieses besteht aus einem eisernen Ringe, welcher durch eine Schraube B scharf auf die umschlossene Welle C aufgedrückt wird, und aus einem Hebel ADE, welcher auf der einen Seite eine Wagschale zur Aufnahme von Gewichten G trägt, und auf der anderen Seite in eine Gabel ausläuft, welche zwei aus dem Ringe hervorragende Nasen ergreift. Um dieses Instrument bequem handhaben zu können, ist der eine Schenkel der Gabel noch um ein Stück EF verlängert. Die Ausführung und Berechnung der Versuche mit diesem Instrumente weichen von denen mit dem einfachen Bremsdynamometer nicht ab.

Fig. 67.

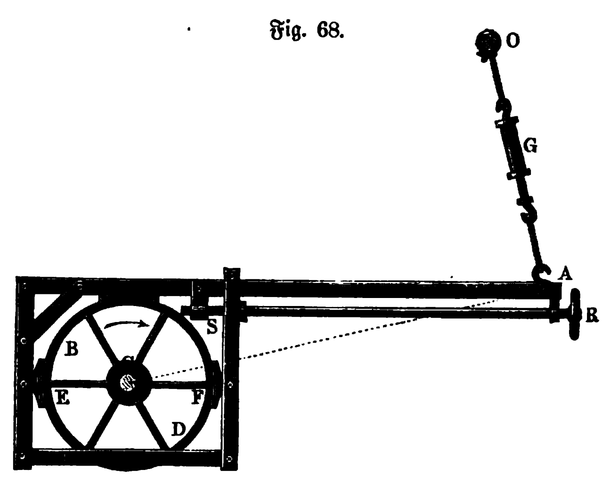


Ein kleines aus Walzeisenstäben von 70 mm Breite und 25 mm Dicke zusammengesetztes Dynamometer, Fig. 68 (a. f. S.), hat der Herr Oberinspector Tauberth zur Bestimmung der Leistung einer Dampfmaschine von fünf Pferdekräften angewendet. Dieses Dynamometer wurde auf die Riemenscheibe BD aufgelegt, welche auf der 0,110 m dicken Welle C saß, und das Ausdrücken der Bremsbacken E, F auf der Scheibe BC erfolgte durch Umdrehen der Schraube S mittelst der Handhabe R. Die Kraft wurde durch eine Federwage, wie Fig. 22, gemessen, wobei dann CA, ca. 3 m maß (siehe „Civilingenieur“ Band III, 1856).

Wenn man die Kraft durch ein Federdynamometer mißt, so kann man auch durch Anwendung eines Zeichen- oder Zählapparates die Arbeit der Maschine mittelst des Brems-Dynamometers totalisiren oder unmittelbar angeben. Nach Navier's Vorschlag bestimmt man die Kraft einer umlaufenden Welle auch dadurch, daß man ein eisernes Band um dieselbe legt,

das eine Ende desselben an ein Federdynamometer anschließt, das andere Ende aber durch Gewichte so stark spannt und dadurch am Umfange der Welle so viel Reibung erzeugt, bis die Welle eine verlangte Umdrehungsgeschwindigkeit annimmt. Die Differenz zwischen diesem Gewichte Q und der von dem Federdynamometer angegebenen Kraft P ist jedenfalls der

Fig. 68.

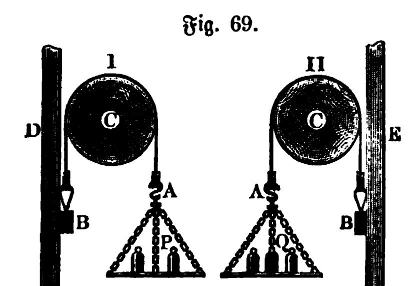


Reibung F zwischen der Welle und dem Bande gleich; ist nun noch der Umfang der Welle gleich p und macht die Welle während des Versuches n Umdrehungen pr. Minute, so erhält man die Leistung der Welle:

$$L = F\frac{np}{60} = \frac{np}{60}(Q - P).$$

In Ermangelung eines Federdynamometers reicht der einfache Gurt, Fig. 69, zu diesem Zwecke noch aus, wenn man den Versuch doppelt macht, und dabei das eine Ende B des Gurtes bald auf der einen Seite der Welle, bald auf der anderen Seite an einem festen Gegenstande, z. B. an den Säulen D und E befestigt. Hier bekommt man durch den einen Versuch

Fig. 69.



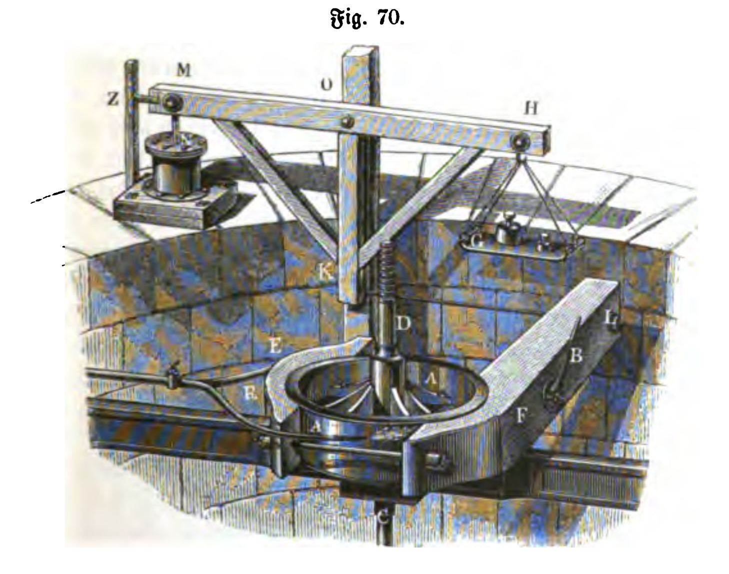
$$Q = P + F,$$

durch den anderen aber P, weil in dem einen Falle die in der Umdrehungsrichtung der Welle wirkende Reibung F dem Gewichte auf der am Ende A hängenden Wagschale entgegen-

wirkt, und in dem anderen ihm zu Hülfe kommt. Uebrigens ist bei dieser zuerst vom Verfasser in Anwendung gebrachten Vorrichtung die Bestimmung der Leistung die obige. Diese Vorichtung läßt sich, weil die Kraft immer nur an einem kleinen Hebelarme wirkt, nur zur Bestimmung kleiner Leistungen anwenden. Um Leistungen stärkerer Maschinen zu finden, hat der Verfasser statt der Wagschale in *A* den Lastpunkt einer einfachen Decimalwage angeschlossen, und dadurch die Spannung des Gurtes verzehnfacht. Damit durch Auflegen dieses Gurtdynamometers der Zapfendruck nicht zu sehr vergrößert werde, und sich dasselbe auch bei größeren Kräften anwenden lasse, kann man auch den Gurt ganz um die Welle schlingen, und das eine Ende nach oben, das andere aber nach unten richten.

Kommt es darauf an, die Umdrehungskraft einer stehenden Welle, z. B. die einer Turbine, durch ein Bremsdynamometer auszumitteln, so kann man

Fig. 70.

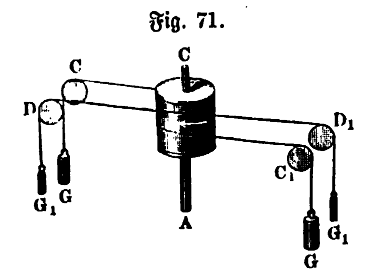


natürlich die Schale für die aufzulegenden Gewichte nicht unmittelbar an den Bremshebel hängen, sondern man muß eine Leitrolle oder einen Winkelhebel zwischen einsetzen, wodurch die Verticalkraft, mit welcher diese Gewichte niederziehen, in eine den Bremsarm ergreifende Horizontalkraft verwandelt wird. Eine monodimetrische Projection eines solchen Bremsdynamometers für eine stehende Welle führt Fig. 70 vor Augen. Dieses Dynamometer hat Francis bei seinen hydraulischen Versuchen (Lowell hydraulic experiments) zur Bestimmung der Leistung einer Turbine von 75 Pferdekräften angewendet. (S. die deutsche Bearbeitung der Schrift über diesen

Gegenstand im „Civilingenieur“ Band II.) Es ist AA das gußeiserne Frictions- oder Bremsrad von 1,65 m Durchmesser und 0,67 m Höhe, welches statt des Vorgelegerades auf die Turbinenwelle CD aufgesteckt und mit derselben fest verbunden ist. Die mit Eisen beschlagenen Bremsbacken E, F werden durch zwei Schraubenbolzen von 12 qcm Querschnitt mittelst des Hebels B auf das Bremsrad AA aufgepreßt, und es ist das Ende des längeren Bremsbackens F durch eine eiserne Zugstange KL mit dem Winkelhebel KOH verbunden, an dessen horizontalem Arme OH die Wagschale G zur Aufnahme der Gewichte hängt. Um die großen Schwankungen des Dynamometers u. s. w. zu verhindern, ist an einem dritten Arme OM des Winkelhebels KOH ein hydraulischer Moderator, und, um die Abweichung des Armes HM von der horizontalen Lage anzugeben, ein an einer Scala auf- und niedergehender Zeiger Z angebracht. Der Moderator besteht in der Hauptsache aus einem Teller, welcher in dem mit Wasser angefüllten Gefäße N mit wenig Spielraum am Umfange auf- und niederbewegt wird, wobei das Wasser bald über, bald unter denselben zu treten genöthigt ist. Da sonach dieser Teller nur langsam auf- und niedersteigen kann, so werden hierdurch alle heftigen Schwankungen vermieden. Um der zu großen Erhitzung des Kranzes vorzubeugen, werden mittelst der gegabelten Röhre R Wasserstrahlen gegen die freie Außenfläche des Bremsrades AA geführt.

Um die Leistungen kleiner Maschinenkräfte zu ermitteln, kann man auch eine Methode anwenden, welcher sich der Verfasser bei dynamometrischen Messungen an Modellrädern bedient hat (s. meine Versuche über den Stoß des Wassers, berichtet vom Prof. Zeuner im „Civilingenieur“, Bd. I, 1854). Um eine Trommel B, Fig. 71, welche auf der umlaufenden Welle AC, deren Kraft man messen will, sitzt, werden zwei Riemen, Seile oder Schnüre so gelegt, daß die beiden Enden der letzteren entgegengesetzte Richtungen haben. Diese Seilenden laufen außerdem noch über die Leitrollen C, C_1 und D, D_1 und sind durch Gewichte G, G und G_1, G_1 gespannt. Wenn nun die Gewichte G und G_1 einer Schnur in Vereinigung mit der Reibung derselben am Umfange der Trommel einander das Gleichgewicht halten, so ist folglich die ganze Umdrehungskraft der Trommel:

Fig. 71.



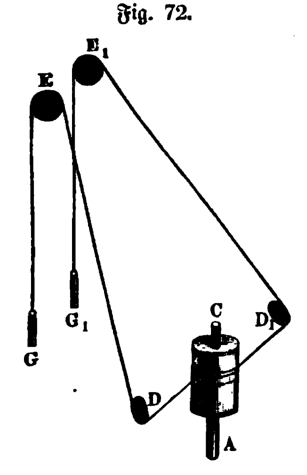
$$P = 2(G - G_1),$$

wobei natürlich G das größere, der Umdrehungsbewegung entgegengesetzt ziehende, und G_1 das kleinere, in der Richtung der Umdrehung wirkende Gewicht bezeichnet.

Anmerkung 1. Man kann auch die Drehungskraft einer Welle unmittelbar durch Gewichte bestimmen, die man an das Ende eines Seiles oder einer Schnur hängt, welche sich auf die umlaufene Welle aufwickelt. Bei meinen dynamometrischen Versuchen an Modellrädern (s. Weisbach's Versuche über die Leistung eines einfachen Reactionsrades, Freiberg, 1851) habe ich, um den Seitendruck durch die messende Kraft so viel wie möglich herabzuziehen, von der umlaufenden Welle AC, Fig. 72, zwei gleiche Gewichte G, G_1 auf einmal heben und zu diesem Zwecke die Schnüre, an welchen diese Gewichte hängen, mittelst der Rollen D, E und D_1, E_1 auf entgegengesetzten Seiten und in entgegengesetzten Richtungen auf die Trommel B aufwickeln lassen.

Eigentlich ist auch das Dynamometer, womit man die Axenkraft der Schraubendampfschiffe bestimmt, hierher zu rechnen; es stemmt sich hier die Welle der Wasserschraube gegen einen Hebel, dessen längerer Arm mit einem schraubenförmigen Federdynamometer und einem Zeichenapparat verbunden ist, welcher die Arbeit der Kraft auf den Mantel eines umlaufenden Cylinders verzeichnet (siehe The indicator and dynamometer etc., London 1847).

Fig. 72.

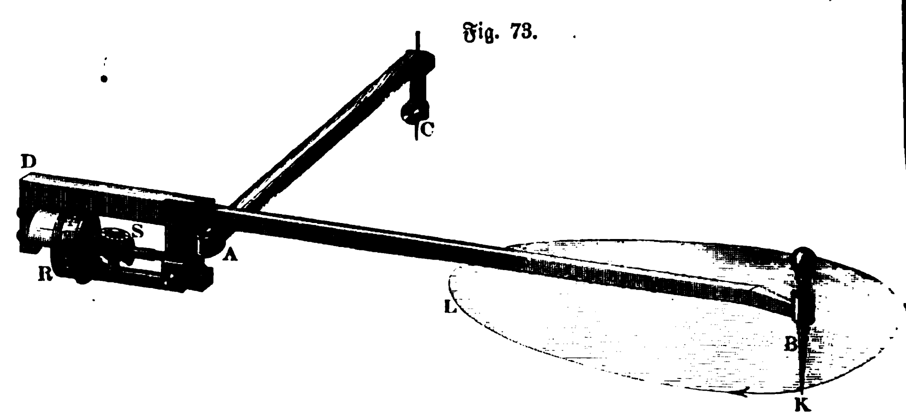


Anmerkung 2. Ueber die verschiedenen Dynamometer zum Messen der Maschinenkräfte handelt Egen in seinen Untersuchungen über den Effect einiger Wasserwerke u. s. w.; nächstdem Hülsse im Artikel „Bremsdynamometer“ in der allgemeinen Maschinenencyclopädie. Die Literatur über diesen Gegenstand findet man in diesen beiden Abhandlungen vollständig angegeben. Wir haben hier nur noch die neuesten Aufsätze im 88., 92. und 110. Bande von Dingler's Journal anzuführen. Besonders zeichnen sich die sich selbst regulirenden Dynamometer nach Poncelet, Saint-Leger u. s. w. aus, welche durch angebrachtes Räderwerk die Schrauben von selbst anziehen oder lösen, je nachdem der Hebel zu sinken oder zu steigen anfängt. Ueber Federdynamometer ist auch nachzusehen: Notions fondamentales de Mécanique, par Morin, Paris 1855; sowie über Dynamometer überhaupt: Prechtl's Technologische Encyclopädie, ferner Hachette: Traité élémentaire des machines. Besondere Abhandlungen über diesen Gegenstand sind oben an den betreffenden Stellen citirt worden. Ueber die Dynamometer mit Registrirapparat von Moison, Roury und Matter s. Civilingenieur, Bd. VIII, 1862.

Planimeter. Bei Anwendung des Zeichenapparates zu dynamometrischen Versuchen kann man die Bestimmung der Flächenräume, wodurch die mechanische Arbeit einer Maschine ausgedrückt wird, anstatt durch Rechnung etwa nach der Simpson'schen Regel, auch durch ein sogenanntes Planimeter bewirken. Unter den verschiedenen Planimetern von Ernst, Wetli, Hansen, Oppikofer und Amsler ist das letztere oder sogenannte Polarplanimeter von Amsler eines der einfachsten, wenn auch vielleicht weniger §. 24.

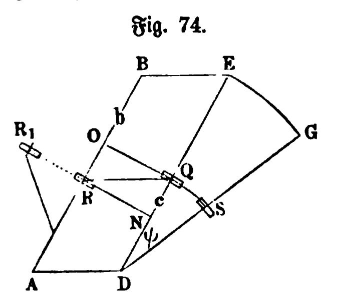
schärfen. Eine monodimetrische Abbildung dieses Planimeters führt Fig. 73 vor Augen. Es ist C eine Nadel, welche fest in den Tisch hineingestoßen wird, und um welches sich das Instrument dreht, während man mit dem Stifte B am Umfange der Figur KLM, deren Inhalt durch das Instrument bestimmt werden soll, hinfährt. Die beiden Arme AC und AB, welche

Fig. 73.



die Spitze C und den Stift B tragen, sind durch eine Axe A mit einander vereinigt, und die Verlängerung AD des Armes AB trägt ein Laufrädchen R, welches sich auf dem Papiere fortwälzt, während der Stift am Umfange der Figur hingeführt wird. Um die Umdrehungszahl dieses Rädchens während dieser Umschreibung der Figur ablesen zu können, ist nicht allein auf dem Rädchen R selbst eine Eintheilung, sondern auch noch eine eingetheilte Scheibe S angebracht, welche mittelst einer Schraube ohne Ende von der Welle des Laufrädchens R so umgedreht wird, daß sie erst bei zehn Umdrehungen des ersteren eine vollständige Umdrehung macht.

Fig. 74.



Wie der Inhalt der vom Stifte B umschriebenen ebenen Figur von der Umdrehungszahl des auf der Ebene dieser Figur fortrollenden Rädchens abhängt, läßt sich elementar auf folgende Weise darthun. Wenn eine Gerade $AB = b$, Fig. 74, parallel mit sich selbst fortgeführt wird, und dadurch in die Lage DE kommt, so beschreibt ein auf ihr sitzendes Rädchen R einen Weg $RQ = AD = BE$, welcher aus den Wegen RN und RO zusammengesetzt ist, wovon der erstere auf AB rechtwinkelig steht und der andere die Richtung von AB und DE hat. Ver-

möge des Fortrollens auf der Ebene von $ABDE$ dreht sich der Umfang dieses Rädchens um $RN = \varphi_1 r$, wo φ_1 den Umdrehungsbogen, und r den Radius des Rädchens bezeichnet. Nun ist aber $AB . RN = b\varphi_1 r = \varphi_1 br$ der Inhalt P des Parallelogrammes AE, folglich auch

$$\varphi_1 = \frac{P}{br}$$

ein Maß dieses Inhaltes.

Dreht sich ferner DE noch um D, so durchläuft das Rädchen einen Bogen QS, und es beschreibt hierbei diese Linie den Sector DEG, dessen Inhalt

$$S = \frac{DE . EG}{2} = {}^1/_2\, DE^2 . \psi = {}^1/_2\, \psi b^2$$

ist, wenn ψ das Bogenmaß des Centriwinkels EDG bezeichnet. Es ist folglich der Inhalt der ganzen Figur $ABEGD$:

$$F_1 = P + S = \varphi_1 br + {}^1/_2\, \psi b^2.$$

Ist φ_2 der Umdrehungswinkel des Rädchens beim Durchlaufen des Bogens QS, so hat man den Umdrehungswinkel beim Durchlaufen des gesammten Weges $RQ + QS$:

$$\varphi = \varphi_1 + \varphi_2$$

und daher umgekehrt:

$$\varphi_1 = \varphi - \varphi_2,$$

oder da, wenn der Abstand $AR = DQ = DS$ mit c bezeichnet wird,

$$QS = \psi c = \varphi_2 r,$$

also

$$\varphi_2 = \frac{c}{r}\, \psi$$

ist,

$$\varphi_1 = \varphi - \frac{c}{r}\, \psi$$

und

$$F_1 = \left(\varphi - \frac{c}{r}\, \psi\right) br + {}^1/_2\, \psi b^2 = \varphi rb + \frac{\psi}{2}\,(b^2 - 2\,bc),$$

oder:

$$F_1 = bs_1 + \frac{\psi}{2}\,(b^2 - 2\,bc),$$

wenn $s_1 = \varphi r$ den ganzen Umdrehungsbogen des Rädchens bezeichnet.

Sind die Wege $AD = BE$ und EG unendlich klein, so ist $ABEGD$ nur das Element einer endlichen Figur $ABNM$, Fig. 75 (a. f. S.), welche von AB bei beliebiger Verrückung auf der Ebene des Papiers beschrieben wird, und es ist in der Formel

$$F_1 = bs_1 + \frac{\psi}{2}\,(b^2 - 2\,bc)$$

statt ψ der Bogen des ganzen Winkels BON einzusetzen, welche die Richtungen der beiden Grenzlagen AB und MN der erzeugenden Linie mit einander einschließen, wenn F_1 den Inhalt der ganzen Figur $ABQNM$ angeben soll. Bewegt man die Linie MN rückwärts nach AB, so beschreibt sie irgend eine Fläche

$$F_2 = b s_2 + \frac{\psi}{2} (b^2 - 2bc),$$

wo s_2 den in umgekehrter Richtung zu messenden Umdrehungsbogen des Rädchens bezeichnet; und bleibt hierbei der untere Endpunkt der Erzeugungs-

Fig. 75.

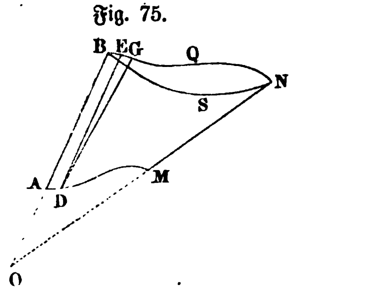
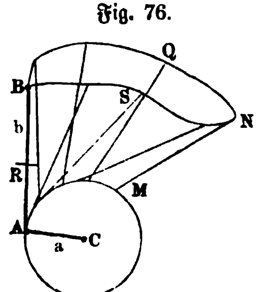


Fig. 76.



linie auf dem ersten Bogen AM, so liegt zwischen den Wegen BQN und NSB eine Fläche, deren Inhalt F die Differenz von F_1 und F_2 ist, und folglich einfach durch

$$F = F_1 - F_2 = b(s_1 - s_2) = bs$$

ausgedrückt wird, wobei s die von der Eintheilung des Rädchens angegebene Differenz der Umdrehungsbögen s_1 und s_2 oder den algebraischen Umdrehungsbogen bei der Umschreibung der Figur $BQNSB$ bezeichnet.

Bei dem Amsler'schen Planimeter beschreibt der Endpunkt A der Linie oder des Lineales AB einen Kreisbogen AM, Fig. 76; übrigens ist auch hier der Flächenraum der Figur $BQNS$, deren Umfang der Stift B durchläuft, dem Umdrehungsbogen s des Rädchens R proportional und

$$\text{I.} \quad F = bs.$$

Diese Formeln gelten auch dann noch, wenn das Rädchen nicht auf der Stange AB selbst, sondern wie R_1, Fig. 74, neben derselben angebracht ist, nur hat man dann unter c nicht die Entfernung AR_1, sondern die Projection AR derselben auf AB zu verstehen.

Die letzte Formel setzt voraus, daß der Punkt A bei Umschreibung der Figur einen und denselben Kreisbogen AM hin und zurück durchläuft; geht aber dieser Punkt hierbei stetig im Kreise herum, wie die Fig. 77 und Fig. 78 vor Augen führen, so ist noch die Fläche πa^2 des Kreises CAM, dessen Halbmesser CA durch a bezeichnet wird, in Betracht zu ziehen.

Es ist deshalb in dem Falle von Fig. 77, wo C außerhalb der Figur $BQNS$ liegt,

$$F = \pi a^2 + bs,$$

und im zweiten Falle, Fig. 78, wo C von der Figur BQS umschlossen

Fig. 77.

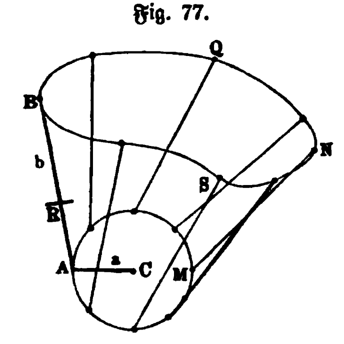
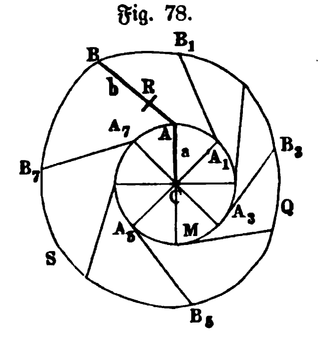


Fig. 78.



wird, und AB nach und nach eine vollständige Umdrehung macht, also $\psi = 2\pi$ ist,

$$F = \pi a^2 + \pi (b^2 - 2bc) + bs$$
$$= \pi (a^2 + b^2 - 2bc) + bs.$$

Der Fall in Fig. 77 setzt voraus, daß $b > 2a$, also $a < \frac{1}{2} b$ sei. Ist daher, wie gewöhnlich, $a > \frac{1}{2} b$, so kommt derselbe gar nicht vor. Wenn im zweiten Falle die Fläche BQS vom Kreise AM umschlossen wird, so ist bs negativ, und daher:

$$F = \pi (a^2 + b^2 - 2bc) - bs.$$

Anmerkung. Es ist nachzulesen: Die Planimeter von Ernst, Wetli und Hansen, von Bauernfeind, München 1853, sowie die unter folgendem Titel erschienene Schrift: Mechanische Bestimmung des Flächeninhaltes u. s. w. ebener Figuren, von Amsler, Schaffhausen 1856.

Erster Abschnitt.

Von den belebten Motoren.

---

§. 25. **Thierische Kräfte.** Die Kraft oder das Arbeitsvermögen der Thiere ist allerdings nicht allein bei Individuen verschiedener Gattungen, sondern auch bei Geschöpfen einer und derselben Art verschieden. Bei Thieren gleicher Art hängt das Arbeitsvermögen von der besonderen Constitution des Individuums, von dessen Alter und Gesundheitszustand, von dessen Willen oder Beaufsichtigung, dann aber auch noch davon ab, ob das Thier hinreichend in nahrhaftem Futter erhalten wird, ob es an die Arbeit, welche es verrichtet, gewöhnt ist u. s. w. Auf alle diese Verschiedenheiten können wir, da sie auf unendlich viele Abstufungen führen, nicht Rücksicht nehmen, wir müssen vielmehr bei unseren Berechnungen von jeder Gattung ein Thier von mittlerer Stärke und Behendigkeit voraussetzen, welches an die Arbeit, die es verrichtet, gewöhnt ist, dabei im mittleren Lebensalter steht, sich in gesundem Zustande befindet und in gutem nahrhaften Futter gehalten wird.

Noch hängt aber auch das Arbeitsvermögen eines Thieres von der Kraft, Geschwindigkeit und Arbeitszeit ab; und es fällt dieses bei einer mittleren Kraft, Geschwindigkeit und täglichen Arbeitszeit am größten aus. Je größer die Kraft ist, welche ein Geschöpf ausübt, desto kleiner fällt die Geschwindigkeit aus, und umgekehrt, je größer die Geschwindigkeit ist, desto kleiner stellt sich die dabei ausgeübte Kraft heraus; ja es giebt eine Maximalkraft, für welche die Geschwindigkeit und also auch die Arbeit Null ist, und ebenso eine Maximalgeschwindigkeit, bei welcher die Kraft und also die Arbeit wiederum Null ausfällt. Man sieht hieraus, daß man die animalischen Motoren nur mit einer mittleren Kraft und einer mittleren Geschwindigkeit arbeiten lassen soll, und kann übrigens noch leicht ermessen, daß man die-

selben auch nur auf eine mittlere Zeit in Anspruch nehmen darf, um von ihnen ein möglichst großes Arbeitsquantum zu gewinnen. Uebrigens folgt aus unzähligen Erfahrungen, daß kleine Abweichungen von der mittleren Kraft, mittleren Geschwindigkeit und mittleren Arbeitszeit, namentlich wenn die Verrichtung zur Gewohnheit geworden ist, eine beachtungswerthe Verminderung der Leistung nicht verursachen. Auch ist es eine Thatsache, daß es keineswegs vortheilhaft ist, die animalischen Motoren mit constanter Kraft und Geschwindigkeit ohne Unterbrechung wirken zu lassen, sondern daß das animalische Arbeitsvermögen besser benutzt oder weniger Ermüdung herbeigeführt wird, wenn das arbeitende Geschöpf in Pausen arbeitet, die um so öfter zu wiederholen sind, je mehr die wirklich verrichtete Arbeit in der Zeiteinheit von der mittleren Arbeit abweicht.

Das Hauptmoment bei Beurtheilung der Wirkungen animalischer Motoren ist die tägliche Leistung. Vergleicht man dieselbe mit den täglichen Unterhaltungs- und, nach Befinden, mit den täglichen Zinsen der Ankaufskosten, so erhält man ein Maß zur Vergleichung der Werthe verschiedener Motoren unter einander.

Die Art und Weise, wie Menschen und Thiere mechanische Arbeiten verrichten, ist sehr verschieden. Die animalischen Motoren arbeiten entweder mit oder ohne Maschinen; und zwar die Menschen mit den Händen oder mit den Füßen oder mit beiden zugleich; die Thiere natürlich nur mit den Füßen. Bei den so sehr verschiedenen Verrichtungen ist jedoch der Grad der Ermüdung der geleisteten mechanischen Arbeit nicht proportional, manche Arbeiten scheinen mehr Ermüdung herbeizuführen als andere, oder was dasselbe ist, bei manchen Verrichtungen fällt das mechanische Arbeitsquantum größer oder kleiner aus, als bei anderen Verrichtungen. Auch lassen sich manche Arbeiten gar nicht auf eine und dieselbe Weise messen, wie z. B. das Tragen auf horizontalen Wegen und das Aufheben einer Last. Nach den seither gefaßten Begriffen ist die Arbeit beim Tragen auf horizontalen Wegen Null, weil hierbei in der Richtung der Kraft, d. i. vertical, kein Weg zurückgelegt wird, wogegen beim Aufheben oder Aufziehen einer Last die Arbeit durch das Product aus Gewicht und Steighöhe desselben bestimmt ist. Gleichwohl führt das Gehen oder Tragen ebenfalls zur Ermüdung wie das Aufheben; d. h. es wird durch jenes auch das tägliche Arbeitsvermögen consumirt wie durch dieses; es muß daher auch der einen Thätigkeit ein tägliches Arbeitsquantum zukommen wie der anderen, wenn auch diese Arbeiten selbst wesentlich verschieden sind.

Erfahrungsmäßig geht ein Mensch leer auf horizontalem Wege täglich 10 Stunden lang mit 1,5 m Geschwindigkeit; nimmt man nun sein Gewicht zu 70 kg an, so erhält man als tägliches Arbeitsquantum den Werth:

$$70 \,.\, 1{,}5 \,.\, 10 \,.\, 60 \,.\, 60 = 3\,780\,000 \text{ Kilogrammmeter.}$$

Trägt der Mensch 40 kg auf dem Rücken, so geht er täglich 7 Stunden lang auf horizontalem Wege mit 0,75 m Geschwindigkeit, und leistet daher täglich, wenn man sein Gewicht unbeachtet läßt, die Arbeit:

$$40 \,.\, 0{,}75 \,.\, 7 \,.\, 60 \,.\, 60 = 756\,000 \text{ Kilogrammmeter.}$$

Ein Pferd trägt auf dem Rücken 120 kg täglich 10 Stunden lang im Schritt mit 1,1 m Geschwindigkeit, und leistet folglich in einem Tage:

$$120 \,.\, 1{,}1 \,.\, 10 \,.\, 60 \,.\, 60 = 4\,752\,000 \text{ Kilogrammmeter,}$$

also mehr als sechsmal so viel als ein Mensch beim Tragen. Hat das Pferd nur 80 kg auf dem Rücken, so läuft es täglich 7 Stunden im Trabe mit 2,2 m Geschwindigkeit, und leistet daher nur

$$80 \,.\, 2{,}2 \,.\, 7 \,.\, 60 \,.\, 60 = 4\,435\,200 \text{ Kilogrammmeter}$$

täglich.

Viel kleiner fallen die Zahlenwerthe beim Heben von Lasten aus, weil hier mechanische Arbeit*) im eigentlichen Sinne zu nehmen, also der Weg in Hinsicht auf die Kraftrichtung einzuführen ist.

Steigt ein Mensch auf einer Treppe oder Auffahrt leer hinauf, so ist bei einer täglichen Arbeitszeit von 8 Stunden die Geschwindigkeit, in verticaler Richtung gemessen, 0,15 m, daher sein tägliches Arbeitsquantum:

$$70 \,.\, 0{,}15 \,.\, 8 \,.\, 60 \,.\, 60 = 302\,400 \text{ Meterkilogramm.}$$

Hiernach kann ein Mensch täglich horizontal $12^1/_2$ mal so viel Weg zurücklegen als vertical.

Bei dem hiesigen Teichbaue hat der Verfasser beobachtet, daß vier kräftige und eingeübte Arbeiter einen Rammklotz, wie Fig. 79, welcher 56 kg wiegt, in jeder Minute genau 34 mal 1,25 m hoch heben, dabei nach 260 Secunden Arbeit jedes Mal wieder 260 Secunden Ruhezeit nöthig haben und im Ganzen täglich nur 5 Stunden arbeiten; es stellt sich daher hier die tägliche Arbeit eines Menschen zu

Fig. 79.

$$\frac{56}{4} \cdot 1{,}25 \cdot 34 \cdot 5 \cdot 60 = 178\,500 \text{ Meterkilogramm}$$

heraus.

Anmerkung 1. Ausführlichere Zusammenstellungen über die Leistungen animalischer Motoren theilt der „Ingenieur“ mit. Uebrigens findet man auch die Leistungen der Thiere bei Maschinen in der Folge bei den betreffenden Maschinen angegeben.

---

*) Im Vorstehenden ist, wie in Th. III. 2 der Ausdruck Kilogrammmeter für die Einheit der Transportarbeit (1 kg auf 1 m horizontal zu transportiren) gewählt, während für die eigentliche mechanische Arbeit (1 kg um 1 m vertical zu heben) die Bezeichnung Meterkilogramm gilt.

Anmerkung 2. Die Leistungen der Menschen und Thiere sind noch lange nicht vollständig genug bekannt. Die Leistungen ungeübter oder unter ungünstigen Umständen arbeitender Menschen (bei großer Hitze, Regen u. s. w.) können um die Hälfte kleiner ausfallen als die Leistungen tüchtiger und eingeübter Arbeiter. Die erste vollständige Untersuchung über die Leistung der animalischen Motoren lieferte Coulomb (siehe Théorie des machines simples). Vor ihm hatten sich vorzüglich Desaguliers (Cours de Physique expér.) und Schulze (Abhandlungen der Berliner Akademie, 1783) mit der Bestimmung der thierischen Kräfte beschäftigt. In den neueren Zeiten sind die Erfahrungen Coulomb's von Vielen vervollständigt worden. Siehe Hachette, Traité élémentaire des machines. Bouguer, Euler nnd Gerstner haben versucht, die Wirkungen der animalischen Motoren auf Gesetze zurückzuführen. Man kann jedoch behaupten, daß diese Aufgabe selbst durch Gerstner (Mechanik, Bd. I) noch keineswegs als gelöst anzusehen ist.

Kraftformeln. Kraft- und Geschwindigkeit bei der Arbeitsverrichtung animalischer Wesen stehen zwar im genauesten Zusammenhange mit einander, jedoch ist das Gesetz dieses Zusammenhanges keineswegs bekannt, und noch viel weniger aus Vernunftgründen abzuleiten. Die empirischen Formeln, welche Bouguer und Euler angegeben haben, entsprechen der Wahrheit gewiß nur annähernd. Ist K_0 die größte Kraft, welche ein lebendes Wesen ohne Geschwindigkeit ausüben kann, und c_0 die größte Geschwindigkeit ohne Kraftäußerung, so hat man für eine andere Geschwindigkeit v die entsprechende Kraft, nach Bouguer: §. 26.

$$P = \left(1 - \frac{v}{c_0}\right) K_0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

nach Euler:

$$P = \left(1 - \frac{v^2}{c_0^2}\right) K_0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

nach demselben:

$$P = \left(1 - \frac{v}{c_0}\right)^2 K_0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

Von diesen drei Formeln ist die erste die einfachste, und nach Gerstner auch diejenige, welche mit den Erfahrungen am meisten übereinstimmt. Nach den Beobachtungen anderer, z. B. Schulze's, scheint sich hingegen die dritte Formel mehr an die Erfahrungen anzuschließen. Sieht man v als Abscisse und P als Ordinate einer Curve an, so entspricht der ersten Formel eine Gerade AB, Fig. 80 (a. f. S.), der zweiten aber ein concaver Parabelbogen AP_2B und der dritten ein convexer Parabelbogen AP_3B, und es liegt allemal die Ordinate MP_1 der Geraden zwischen den Ordinaten MP_2 und MP_3 beider Parabeln mitten inne, z. B. der Abscisse $OM = v = \frac{1}{2} c_0$ entsprechen die Ordinaten $MP_1 = \frac{1}{2} K = \frac{1}{2} OA$, ferner $MP_2 = \frac{3}{4} K = \frac{3}{4} OA$, und $MP_3 = \frac{1}{4} K = \frac{1}{4} OA$. Es giebt also die Bouguer'-

sche Formel Kraftwerthe, welche zwischen den von den Euler'schen Formeln zu erhaltenden Werthen mitten inne liegen, und man kann sich derselben wenigstens so lange bedienen, als keine besonderen Gründe für die Richtigkeit einer der Euler'schen Formeln angegeben werden können. Führt man in der Bouguer'schen Formel statt der Maximalwerthe K_0 oder c_0 ihre Hälften oder die mittleren Werthe $K = \frac{1}{2} K_0$ und $c = \frac{1}{2} c_0$ ein, so erhält man die zuerst von Gerstner angewendete Formel:

$$P = \left(1 - \frac{v}{2c}\right) 2K \quad \ldots \ldots \quad (4)$$

oder

$$P = \left(2 - \frac{v}{c}\right) K. \quad \ldots \ldots \quad (5)$$

sowie umgekehrt:

$$v = \left(2 - \frac{P}{K}\right) c \quad \ldots \ldots \quad (6)$$

Wenn nun auch diese Formel für Grenzwerthe von v und P weniger Schärfe oder Sicherheit gewährt, so läßt sich wenigstens erwarten, daß sie

Fig. 80.

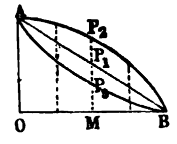


Fig. 81.

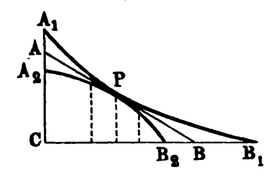
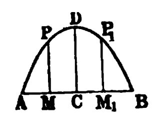


Fig. 82.



für Werthe, welche von den mittleren nicht bedeutend abweichen, mit genügender Genauigkeit zu gebrauchen sei, zumal, da bei gleichen Werthen von c und K beide Euler'sche Curven A_1PB_1 und A_2PB_2, Fig. 81, von der Bouguer'schen Geraden APB in P tangirt werden.

Die mechanische Arbeit pr. Secunde ist hiernach:

$$L = Pv = \left(2 - \frac{v}{c}\right) vK \quad \ldots \ldots \quad (7)$$

also auch für

$$P = K,$$

d. i. wenn Geschwindigkeit und Kraft die mittleren sind, nämlich

$$L = Pv = Kc.$$

Sowie man aber mit einer größeren oder kleineren Geschwindigkeit, oder mit einer kleineren oder größeren Kraft arbeiten läßt, erhält man eine Leistung $L = Pv$ kleiner als Kc. Sieht man wieder die Geschwindigkeiten als Abscissen, und die Arbeiten als Ordinaten an, so bekommt man in der sich herausstellenden Curve eine Parabel ADB, Fig. 82, und man sieht

man leicht ein, daß sowohl der Abscisse $AM < AC$ als auch der Abscisse $AM_1 > AC$ eine kleinere Ordinate MP, M_1P_1 zukommt, als der Abscisse $AC = c$. Für $v = \frac{c}{2}$, sowie für $v = {}^3/_2\, c$ folgt z. B.:

$$L = {}^3/_4\, Kc,$$

also

$$MP = M_1P_1 = {}^3/_4\, CD.$$

Nach den Angaben von Gerstner gelten, namentlich für Zugkräfte, die in folgender Tabelle enthaltenen Werthe:

Geschöpfe	Gewicht kg	Mittlere Kraft K kg	Mittlere Geschwindigkeit c m	Mittlere Arbeitszeit t Stunden	Leistung pr. Secunde mkg	Tägliche Leistung mkg
Mensch .	70	14	0,785	8	11	316 800
Pferd . .	375	56	1,25	8	70	2 016 000
Ochs . .	300	56	0,785	8	44	1 267 200
Esel . . .	180	35	0,785	8	27,5	792 000
Maulesel	250	47	1,10	8	52	1 497 600

Beispiele. 1. Nach der vorstehenden Tabelle leistet ein Mensch bei einer mittleren Kraft von 14 kg und mittleren Geschwindigkeit von 0,785 m täglich 316 800 mkg; soll er aber mit 1 m Geschwindigkeit arbeiten, so kann er nur die Kraft

$$P = \left(2 - \frac{1}{0{,}785}\right) 14 = 10{,}16 \text{ kg}$$

ausüben, und es wird seine tägliche Leistung nur

$$10{,}16 \,.\, 1 \,.\, 8 \,.\, 60 \,.\, 60 = 292\,608 \text{ mkg}$$

betragen.

2. Wenn ein Zugpferd 75 kg Kraft ausüben soll, so kann es nur mit der Geschwindigkeit

$$v = \left(2 - \frac{75}{56}\right) 1{,}25 = 0{,}826 \text{ m}$$

arbeiten, weswegen seine Leistung pr. Secunde nur

$$75 \,.\, 0{,}826 = 61{,}95 = rot\ 62 \text{ mkg}$$

also nur $\frac{62}{70} = 0{,}886$ der vortheilhaftesten Leistung beträgt.

Anmerkung. Für die Leistungen der Pferde giebt Fourier eine complicirte Formel in Annales des ponts et chaussées, 1836; siehe auch Crelle's Journal der Baukunst. Bd. XII, 1838.

§. 27. **Arbeit beim Steigen.** Noch kann man, nach Gerstner, die Leistungen von animalischen Motoren bei der Bewegung auf schiefen Ebenen berechnen. Bezeichnet G das Gewicht des Motors, Q die von ihm getragene Last und α den Neigungswinkel der schiefen Ebene, auf welcher der Motor mit der Last hinaufsteigt, so ist die Kraft $= (Q + G) \sin \alpha$ (s. Theorie der schiefen Ebene, Th. I), und daher zu setzen:

$$\left(2 - \frac{v}{c}\right) K = (Q + G) \sin \alpha \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8)$$

Hiernach folgt die Last, mit welcher ein animalischer Motor auf einer schiefen Ebene von gegebener Neigung emporsteigen kann, sowie umgekehrt, der Neigungswinkel, welcher einer gegebenen Last entspricht; es ist nämlich:

$$\sin \alpha = \frac{\left(2 - \frac{v}{c}\right) K}{Q + G} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (9)$$

darnach für $Q = 0$ und $v = c$, also leer, und bei der mittleren Geschwindigkeit:

$$\sin \alpha = \frac{K}{G} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (9^a)$$

Nun ist aber das Gewicht eines Thieres fast immer fünfmal so groß als seine mittlere Kraft; es ist daher

$$\sin \alpha = {}^1/_5$$

und

$$\alpha = 11^1/_2{}^0$$

der Neigungswinkel derjenigen schiefen Ebene, auf welcher ein Thier unbelastet bei mittlerer Kraftanstrengung hinaufsteigt.

Anmerkung. Bei dem Ausschreiten auf horizontalem Wege HR, Fig. 83, dreht sich der ganze Körper um den Fußpunkt C, wobei der Schwerpunkt des Körpers um eine Höhe $DE = h$ steigt, die sich aus der Schenkellänge $CA = CB = l$ und der Schrittlänge $CH = CR = s$ durch die bekannte Formel

$$DE = \frac{\overline{AD}^2}{2\,AC},$$

d. i.

$$h = \frac{s^2}{8\,l}$$

leicht bestimmen läßt. Ist nun G das Gewicht des Menschen und Q die von demselben getragene Last, so hat man die von demselben bei jedem Schritte zu verrichtende Arbeit:

$$L = (G + Q)\,h = \frac{(G + Q)\,s^2}{8\,l},$$

also die entsprechende Kraft:

$$P = \frac{L}{s} = \frac{(G + Q)\,s}{8\,l}.$$

Setzen wir die Schenkellänge $l = 0{,}9$ m und die Schrittlänge $s = 0{,}6$ m, so haben wir hiernach die Kraft:

$$P = \frac{0{,}6\,(G + Q)}{8 \,.\, 0{,}9} = \frac{1}{12}\,(G + Q) = 0{,}08333\,(G + Q),$$

also für $Q = 0$ und $G = 70$ kg,

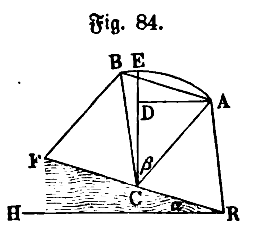
$$P = \frac{1}{12}\,G = 5{,}83 \text{ kg}.$$

Es ist folglich der Arbeitsaufwand beim Ausschreiten auf einer horizontalen Strecke s gleich dem Arbeitsaufwand beim senkrechten Steigen auf die Höhe $\frac{1}{12}\,s$.

Fig. 83.



Fig. 84.



Hiernach wäre also die Anstrengung, um sich selbst auf horizontalem Wege fortzubewegen, bei gleichem Wege eben so groß, als diejenige, welche man nöthig hat, ein Gewicht von 5,83 kg zu heben.

Beim Hinaufsteigen auf einer schwach ansteigenden Ebene FR, Fig. 84, ist, wenn α den Steigwinkel FRH dieser Ebene und β den Drehungswinkel ACB bezeichnen, die Steighöhe eines Schrittes

$$DE = h = CE - CD = CE\,(1 - \cos ACD) = l\left[1 - \cos\left(\alpha + \frac{\beta}{2}\right)\right]$$

$$= l\left(1 - \cos\alpha\,\cos\frac{\beta}{2} + \sin\alpha\,\sin\frac{\beta}{2}\right),$$

annähernd, bei kleinem Steigwinkel α:

$$h = l\left(1 - \cos\frac{\beta}{2} + \sin\alpha\,\sin\frac{\beta}{2}\right) = l\left(\frac{s^2}{8\,l^2} + \frac{s}{2\,l}\,\sin\alpha\right)$$

$$= \frac{s}{2}\left(\frac{s}{4\,l} + \sin\alpha\right).$$

Es ist folglich die mechanische Arbeit bei jedem Schritte:

$$L = (G + Q)\,h = (G + Q)\left(\frac{s}{4\,l} + \sin\alpha\right)\frac{s}{2},$$

und die mittlere Kraft:

$$P = \frac{1}{2}\,(G + Q)\left(\frac{s}{4\,l} + \sin\alpha\right).$$

Für das Herabsteigen auf der schiefen Ebene ist a negativ, daher die Kraft:

$$P = \frac{1}{2}(G + Q)\left(\frac{s}{4l} - \sin\alpha\right).$$

Hiernach wäre allerdings für $\sin\alpha = \frac{s}{4l}$ die Kraft = Null. Nimmt man wieder $l = 0{,}9$ und $s = 0{,}6$ m, so erhält man:

$$\sin\alpha = \frac{1}{6} = 0{,}1666,$$

d. i.

$$\alpha \doteq 9\frac{1}{2} \text{ Grad},$$

den Neigungswinkel, bei welchem wenigstens das Herabsteigen am leichtesten wird.

Ist der Steigwinkel $\alpha = \frac{\beta}{2}$, so hat man die Kraft zum Aufsteigen:

$$P = \frac{(G + Q)\,s}{2l},$$

und ist $\alpha > \frac{\beta}{2}$, d. i. $> \frac{s}{2l}$, in Zahlen $\alpha > \frac{1}{3}$, also $\alpha^0 > 19$ Grad, so fällt einfach:

$$P = (G + Q)\sin\alpha$$

aus.

§. 28. **Arbeit an Maschinen.** Wenn man, nach Gerstner, der Arbeitszeit z denselben Einfluß auf das tägliche Arbeitsquantum beimißt, wie der Geschwindigkeit, so hat man für die Kraft zu setzen:

$$P = \left(2 - \frac{v}{c}\right)\left(2 - \frac{z}{t}\right)K \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (10)$$

und erhält hiernach die tägliche Leistung:

$$L = \left(2 - \frac{v}{c}\right)\left(2 - \frac{z}{t}\right)Kvz \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (11)$$

Jedenfalls ist die Leistung am größten, und zwar $= Kct$, wenn das Thier nicht allein mit der mittleren Geschwindigkeit und Kraft arbeitet, sondern auch die mittlere Arbeitszeit t innehält. Uebrigens ist nicht außer Acht zu lassen, daß diese Formel bloß für solche Werthe von v, z und P hinreichende Genauigkeit gewährt, welche nicht sehr von den mittleren Werthen c, t und K abweichen.

Maschek empfiehlt statt der obigen Kraftformel von Gerstner den einfacheren Ausdruck:

$$P = \left(3 - \frac{v}{c} - \frac{z}{t}\right)K \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (12)$$

der allerdings zum Rechnen sehr bequem ist. S. Neue Theorie der menschlichen und thierischen Kräfte u. s. w. von F. J. Maschek, Prag u. s. w.

In der Regel wird man die Thiere während der mittleren Arbeitszeit von 8 bis 10 Stunden arbeiten lassen, und daher auf den Factor $\left(2 - \frac{z}{t}\right)$ in (10) nicht weiter Rücksicht zu nehmen haben, also die tägliche Leistung

$$L = \left(2 - \frac{v}{c}\right) Kvz \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (13)$$

setzen können. Arbeitet nun aber ein Thier an einer Maschine, so wird sich seine Kraft P in eine Nutzlast P_1 und eine Nebenlast P_2 zerlegen, also

$$P = P_1 + P_2$$

zu setzen sein, wofern wir beide auf den Kraftpunkt reducirt uns denken. Auch wird in der Regel, wie wir in der Folge wiederholt sehen können, die Nebenlast P_2 aus einem constanten und schon bei der unbelasteten Maschine vorkommenden Theile R und aus einem von der Nutzlast abhängigen und dieser genau oder wenigstens annähernd proportionalen Theile δP_1 bestehen, worin δ einen Erfahrungscöefficienten bezeichnet, es wird also

$$P_2 = R + \delta P_1,$$

und sonach

$$P = (1 + \delta) P_1 + R \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (14)$$

also auch nach (5)

$$\left(2 - \frac{v}{c}\right) K = (1 + \delta) P_1 + R$$

zu setzen sein.

Die Totalleistung pr. Secunde ist nun:

$$Pv = \left(2 - \frac{v}{c}\right) Kv = (1 + \delta) P_1 v + Rv \quad . \quad . \quad (15)$$

und daher die Nutzleistung:

$$P_1 v = \frac{(2K - R) v - \frac{Kv^2}{c}}{1 + \delta} = \left[\left(2 - \frac{R}{K}\right) c - v\right] v \frac{K}{(1 + \delta) c} \quad . \quad (16)$$

Damit diese Leistung so groß wie möglich ausfalle, findet man durch Differentiiren:

$$v = {}^1/_2 \left(2 - \frac{R}{K}\right) c = \left(1 - \frac{R}{2K}\right) c. \quad . \quad . \quad . \quad (17)$$

also muß die Geschwindigkeit kleiner als die mittlere, und zwar um so kleiner sein, je größer der constante Theil R der Nebenlast ist. Die entsprechende Kraft ist demgemäß nach (5) und (17):

$$P = \left(1 + \frac{R}{2K}\right) K = K + \frac{R}{2} \quad . \quad . \quad . \quad (18)$$

also größer als die mittlere Kraft, die Nutzlast hingegen folgt:

$$P_1 = \frac{K - \frac{R}{2}}{1 + \delta} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (19)$$

Die Totalleistung stellt sich daher zu

$$Pv = \left[1 - \left(\frac{R}{2K}\right)^2\right] Kc \quad \ldots \ldots (20)$$

die Nutzleistung aber zu

$$P_1 v = \left(1 - \frac{R}{2K}\right)^2 \frac{Kc}{1 + \delta} \quad \ldots \ldots (21)$$

und endlich der Wirkungsgrad zu

$$\eta = \frac{\left(1 - \frac{R}{2K}\right)^2}{1 + \delta} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (22)$$

heraus.

Beispiel. Wenn bei einer durch zwei Pferde in Umdrehung zu setzenden Maschine die auf den Kraftpunkt reducirte constante oder der unbelasteten Maschine entsprechende Nebenlast 30 kg beträgt, so hat man nach (17) die zu fordernde Geschwindigkeit der Pferde, da $K = 2 . 56 = 112$ kg und $c = 1{,}25$ m zu setzen ist:

$$v = \left(1 - \frac{30}{224}\right) 1{,}25 = 1{,}083 \text{ m},$$

ferner die Kraft der Pferde nach (18):

$$P = 112 + \frac{30}{2} = 127 \text{ kg},$$

also die eines Pferdes:

$$\frac{1}{2} P = 63{,}5 \text{ kg}.$$

Ist nun noch der veränderliche Theil der Nebenlast 15 Procent der Nutzlast, so hat man $\delta = 0{,}15$ und daher die aufzulegende Nutzlast nach (19):

$$P_1 = \frac{112 - 15}{1{,}15} = 84{,}4 \text{ kg}$$

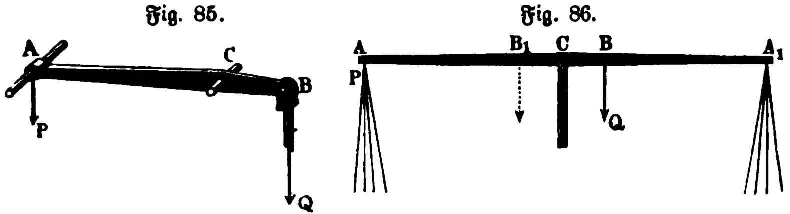
und endlich den Wirkungsgrad der Maschine nach (22):

$$\eta = \frac{\left(1 - \frac{30}{224}\right)^2}{1{,}15} = 0{,}652.$$

§. 29. **Hebel.** Die animalischen Motoren arbeiten entweder an Hebeln oder an Radwellen. Die letzteren sind entweder liegend, oder stehend oder gegen den Horizont geneigt. Zunächst ist von dem Hebel als Maschine zur Aufnahme der Menschenkraft die Rede. Die allgemeine Theorie dieser Maschine ist aus Th. I bekannt. Der Hebel ist entweder ein einfacher,

wie ACB, Fig. 85, oder ein doppelter, wie $ACBA_1$, Fig. 86; jener hat nur einen Kraftarm CA, dieser hat aber deren zwei, nämlich CA und CA_1. Man erzeugt durch den Hebel eine schwingende Bewegung im Kreise und wendet ihn deshalb vorzüglich in den Fällen an, wo eine auf- und nieder- oder hin- und hergehende Bewegung erzeugt werden soll, wie z. B. bei

Fig. 85. Fig. 86.



Pumpen, zumal bei Feuerspritzen. Zur Aufnahme der Menschenkräfte dienen die Handhaben oder Spillen, deren Anzahl und Länge sich nach der Anzahl der Arbeiter richtet, welche den Hebel in Bewegung setzen. Da die Kraftausübung bei der Bewegung von oben nach unten stattfindet, so läßt man den Arbeiter meist nur beim Niedergange wirken, und bringt zu diesem Zwecke Gegengewichte an, welche dem Aufgange zu Hülfe kommen, oder bedient sich eines doppelten Hebels, an welchem dann die Arbeiter abwechselnd niederzudrücken haben. In dem Falle, wenn die Arbeiter nur beim Niedergange wirken, werden oft die Handhaben durch Seile ersetzt, die vom Hebel niederhängen und von den Menschen ergriffen werden. Zuweilen werden Hebel auch mit den Füßen durch Treten in Bewegung gesetzt, z. B. bei den Handwebstühlen und manchen anderen Arbeitsmaschinen.

Um eine nicht zu große Richtungsänderung während eines Spieles zu erhalten, läßt man den Hebel in einem nicht sehr großen, wenigstens nicht 60 Grad überschreitenden Bogen schwingen; und um die Ausübung der Kraft nicht zu erschweren, läßt man die Handhaben oder Angriffspunkte der Kräfte nur die der menschlichen Armlänge entsprechenden Wege von 0,8 bis 1,2 m zurücklegen. Aus dem letzteren Grunde ist es auch angemessen, die Handhaben bei ihrem mittleren Stande um die der menschlichen Länge entsprechende Höhe von 1 bis 1,2 m vom Fußboden abstehen zu lassen. Nach gemachten Erfahrungen arbeitet ein Mensch an einem Hebel täglich 8 Stunden lang mit der Kraft $K = 6$ kg, und Geschwindigkeit $c = 0,75$ m, es ist daher seine Leistung an dieser Maschine pr. Secunde:

$$L = 6 \,.\, 0,75 = 4,5 \text{ mkg};$$

und demnach täglich:

$$Kct = 4,5 \,.\, 8 \,.\, 3600 = 129\,600 \text{ mkg}.$$

Es ist nöthig, bei der Anordnung eines Hebels dafür zu sorgen, daß die Arbeiter mit der angegebenen mittleren Kraft und Geschwindigkeit arbeiten,

oder vielmehr, daß die effective Kraft nur um die halbe constante Nebenlast größer ausfällt als die mittlere Kraft.

An dem Hebel selbst stellt sich nur ein Hinderniß, nämlich dessen Axenreibung, heraus. Ist D der aus dem Gewichte des Hebels und aus der Kraft und Last desselben entspringende Zapfendruck, r der Zapfenhalbmesser und φ der Reibungscoefficient, endlich a der Hebelarm CA der Kraft, so hat man die auf den Kraftpunkt reducirte Zapfenreibung:

$$F = \frac{\varphi r}{a} D \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

da nun aber φ und in der Regel auch $\frac{r}{a}$ ein kleiner Bruch ist, so fällt meistens die Reibung F klein genug aus, um sie in Ansehung der übrigen Last vernachlässigen zu können.

Denkt man am Lastpunkte B eine Nutzlast Q und eine Nebenlast $\delta Q + W$ wirksam, und bezeichnet den Hebelarm CB dieser Lasten durch b, so hat man das Kraftmoment zu setzen:

$$Pa = [(1 + \delta)\, Q + W]\, b \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

und daher die Kraft selbst:

$$P = \frac{b}{a} [(1 + \delta)\, Q + W] \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

Damit nun die Menschenkraft mit möglichstem Vortheile wirke, ist auch

$$P = K + \frac{b}{a} \frac{W}{2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

und daher

$$\frac{a}{b} K = (1 + \delta)\, Q + \frac{W}{2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

also das Hebelarmverhältniß

$$\frac{a}{b} = \frac{(1 + \delta)\, Q + \frac{1}{2} W}{K} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

in Anwendung zu bringen.

Anmerkung. Die Hebelarme sind in der Regel während eines Spieles etwas veränderlich, weswegen es wohl nöthig ist, mittlere Werthe für dieselben zu finden und in die Rechnungen einzuführen. Steht der Hebelarm CB, Fig. 87, bei halbem Hube horizontal, und ist der Schwingungswinkel

$$B_1 C B_2 = \beta^0,$$

so hat man die Hubhöhe der Last:

$$s = B_1 B_2 = 2\, b \sin \frac{\beta}{2},$$

daher die Arbeit für einen Anhub:

$$= 2\, b \sin \frac{\beta}{2}\, Q.$$

Wäre aber die Last während des Anhubes unveränderlich am Hebelarme $CB = b$ wirksam, so würde der Weg für jeden Hub = Bogen $B_1 B B_2 = \beta b$ sein; und daher die Last

$$Q_1 = \frac{2\, b\, sin\, \frac{\beta}{2}}{\beta b}\, Q = \frac{2\, sin\, {}^1\!/_2 \beta}{\beta}\, Q,$$

also ihr statisches Moment

$$Q_1 b = \frac{2\, sin\, {}^1\!/_2 \beta}{\beta}\, Q b$$

zu setzen sein.

Umgekehrt kann man nun auch annehmen, daß die Last Q während eines Spieles am mittleren Hebelarme $\frac{2\, b\, sin\, {}^1\!/_2 \beta}{\beta}$ wirksam sei. Für $\beta^0 = 60^0$ stellt sich dieser Hebelarm

$$= \frac{b}{arc\, 60^0} = \frac{b}{1{,}0472} = 0{,}955\, b$$

heraus, also um $4^1\!/_2$ Procent kleiner als b, und bei kleineren Schwingungswinkeln ist die Abweichung noch bedeutend kleiner.

Fig. 87.

Beispiel. Welches Armverhältniß ist bei einem Hebel auszuwählen, damit derselbe bei einer Nutzlast $Q = 80$ kg und einer Nebenlast

$$Q_2 = 0{,}15\, Q + 25 = 0{,}15 \,.\, 80 + 25 = 37 \text{ kg}$$

durch vier Arbeiter möglichst vortheilhaft in Wirksamkeit gesetzt werde:

$$K = 4 \,.\, 6 = 24 \text{ kg},$$

daher:

$$\frac{a}{b} = \frac{1{,}15 \,.\, 80 + {}^1\!/_2 \,.\, 25}{24} = 4{,}36.$$

Soll nun die Last bei jedem Anhube 0,3 m Weg durchlaufen, so muß hiernach die Kraft gleichzeitig $0{,}3 \,.\, 4{,}36 = 1{,}3$ m Weg zurücklegen, und nimmt man nun den Schwingungswinkel $\beta = 50^0$ an, so erhält man die nöthige Armlänge;

$$b = \frac{s}{2\, sin\, \frac{\beta}{2}} = \frac{0{,}15}{sin\, 25^0} = 0{,}355 \text{ m}$$

und die Länge des Kraftarmes:

$$a = 4{,}36 \,.\, 0{,}355 = 1{,}548 \text{ m}.$$

Der nöthige Kraftaufwand ist nun:

$$P = \frac{80 + 37}{4{,}36} = 26{,}8 \text{ kg},$$

folglich die Kraft eines Arbeiters:

$$= 6{,}7 \text{ kg},$$

und der Wirkungsgrad des Hebels:

$$\eta = \frac{\left(1 - \frac{R}{2K}\right)^2}{1 + \delta} = \frac{\left(1 - \frac{25}{2 \,.\, 24 \,.\, 4{,}36}\right)^2}{1{,}15} = 0{,}674.$$

Wenn also auch die vier Menschen eine tägliche Arbeit von 4 . 129600 = 518400 mkg verrichten können, so wird von ihnen an dieser Maschine doch nur 0,674 . 518400 = 349400 mkg nützliche Arbeit zu verlangen sein.

§. 30. **Haspel.** Das vorzüglichste Mittel zur Aufnahme der Menschenkraft ist die liegende Radwelle, welche in diesem Falle den Namen Haspel erhält. Diese Maschine besteht im Allgemeinen aus einer horizontalen Welle, an deren Umfange die Last wirkt, und aus einem Systeme von Handhaben oder Spillen zur Aufnahme der Kraft. Man unterscheidet vorzüglich drei Arten von Haspeln, nämlich die Kurbel oder den Hornhaspel, den Kreuz- und den Spillenhaspel, von einander. Bei dem Hornhaspel wirkt die Kraft an der Kurbel, einem knieförmig gebogenen Ansatze CAD, Fig. 88, des Wellenzapfens. Der Kreuzhaspel, Fig. 89, hat statt der

Fig. 88.

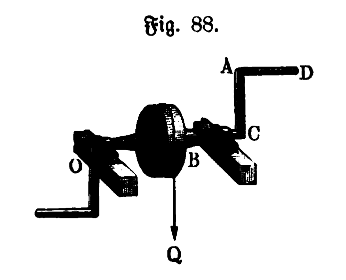
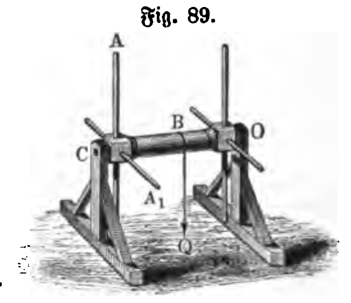
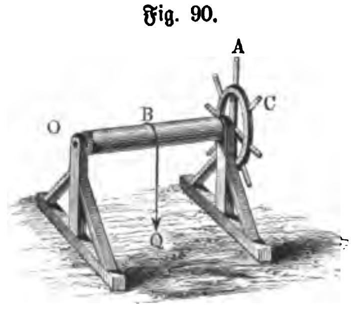


Fig. 89.



Kurbel durch die Welle CO gesteckte, als Hebel dienende Arme, CA, CA_1 ... und der Spillenhaspel, Fig. 90, ist eine vollständige Radwelle mit radialen oder axialen Handhaben oder Spillen. An der Kurbel verändert der Arbeiter seinen Angriffspunkt während einer Umdrehung nicht, bei den Kreuz- und Spillenhaspeln hingegen geht hierbei die Hand des Arbeiters von einem Arme oder von einer Spille zur anderen über. Die letzteren beiden Haspelarten werden angewendet, wenn es darauf ankommt, auf kürzere Zeit und bei längeren Unterbrechungen große Lasten zu überwinden, z. B. Baumaterialien und Maschinentheile beim Aufstellen derselben zu heben u. s. w. Zur gewöhnlichen stetigen Arbeitsverrichtung finden die Kurbeln eine ausgedehnte Anwendung.

Fig. 90.



Damit der Arbeiter an der Kurbel seine Arbeit mit möglichstem Nutzen verrichten könne, ist es nöthig, daß die Armlänge oder Kurbel, der menschlichen Armlänge entsprechend, 0,35 bis 0,45 m betrage, und daß die Axe

der Kurbel, der mittleren Menschenlänge entsprechend, 1 bis 1,1 m über dem Fußboden stehe. Uebrigens hat man nach der Zahl der Arbeiter, welche sich an einem Haspel anstellen lassen, ein-, zwei- und mehrmännische Kurbeln. Da der Mensch mit weniger Anstrengung drückend und schiebend arbeiten kann, als ziehend und hebend, so wird ihm die Umdrehung der Kurbel an allen Stellen ihrer Spille im Kreise ungleich schwer, und es ist deshalb zweckmäßig, bei einem zwei- oder mehrmännischen Haspel die Spillen auf dem Kreise gleichmäßig zu vertheilen, also z. B. beim zweimännischen Haspel die beiden Kurbelarme einander gegenüber zu stellen.

Fig. 91.

Man hat die tägliche Leistung eines Menschen an der Kurbel nicht größer als 172800 mkg gefunden, und zwar bei der mittleren Kraft $K = 8$ kg, mittleren Geschwindigkeit $c = 0{,}75$ m und Arbeitszeit $t = 8$ Stunden. Die Berechnung des Haspels ist übrigens von der Berechnung einer Radwelle überhaupt nicht verschieden. Wirkt die Last Q, Fig. 91, am Hebelarme $CB = b$, die Kraft P aber am Hebelarme $CA = a$, so hat man:

$$Pa = Qb \quad \ldots \quad (1)$$

daher die einer gegebenen Last entsprechende Kraft:

$$P = \frac{b}{a} Q;$$

ist noch D der Zapfendruck und r der Zapfenhalbmesser CE, so hat man vollständiger:

$$Pa = Qb + \varphi D r,$$

und daher:

$$P = \frac{b}{a} Q + \frac{r}{a} \varphi D \quad \ldots \quad (2)$$

Besteht die Last Q sammt Reibung $\frac{r}{a} \varphi D$ aus der Nutzlast Q_1, der constanten Nebenlast W und der veränderlichen Nebenlast δQ_1, ist also $Q = (1 + \delta)\, Q_1 + W$, so gilt die Regel [s. (18) §. 28]:

$$P = \frac{b}{a} [(1 + \delta)\, Q_1 + W] = K + \frac{b}{a} \frac{W}{2} \quad \ldots \quad (3)$$

also ist das Verhältniß

$$\frac{a}{b} = \frac{(1 + \delta)\, Q_1 + {}^1/_2\, W}{K} \quad \ldots \quad (4)$$

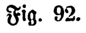
zu machen; worin K wieder die mittlere Kraft vorstellt.

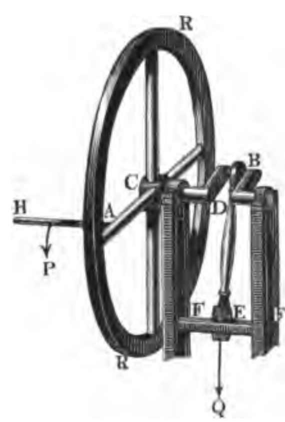
Da aber die Kurbel eine vorgeschriebene Länge von 0,35 bis 0,45 m hat, so ist hiernach der Hebelarm b der Last zu bestimmen, nämlich

$$b = \frac{Ka}{(1 + \delta)\, Q_1 + \frac{1}{2} W} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

zu machen, damit die Arbeiter mit möglichstem Vortheile wirken.

Wenn die Last Q an einem Haspel variabel ist, wenn sie z. B. an einem Krummzapfen oder einer anderen Kurbel DB, Fig. 92, wirkt, so ist es zweckmäßig, die Kurbelwelle CD mit einem Schwungrade RR auszurüsten, welches durch seine Trägheit die Veränderlichkeit der nöthigen Kraft P in einem gewissen Grade ausgleicht. Man kann in diesem Falle die Handhabe oder Spille AH an einem Arme des Schwungrades befestigen, welcher dann mit derselben die eigentliche Kraftkurbel bildet. Die Last oder der Widerstand Q greift hier zunächst an einem Querarm FF an, welcher in einer Geradführung beweglich und durch die sogenannte Kurbelstange BE mit der Lastkurbel verbunden ist.


Fig. 92.



Bezeichnet hier wieder a die Länge des Kraftarmes CA und b die Länge des Lastarmes DB, so ist während einer halben Umdrehung der Weg der Kraft gleich πa, und der der Last gleich $2b$, und daher, wenn man von den Nebenhindernissen absieht, zu setzen:

$$P \pi a = Q\, 2b,$$

folglich die mittlere Umdrehungskraft:

$$P = \frac{2}{\pi} \frac{b}{a} Q \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

Beispiel. An einem zweimännischen Haspel wirkt eine Last Q von 100 kg, wovon aber nur 75 kg Nutzlast, dagegen 15 kg constante und 10 kg veränderliche Nebenlast sind; der Hebelarm der Last beträgt 0,1 m, der der Kraft 0,45 m, der Zapfenhalbmesser 15 mm, ferner der Reibungscoefficient $\varphi = 0{,}1$, und das Gewicht der Maschine 40 kg; man sucht die Leistung dieser Maschine. Die ganze Kraft ist, wenn man den Zapfendruck zu $D = 100 + 40 = 140$ kg annimmt, nach (2):

$$P = \frac{0{,}10}{0{,}45}\, 100 + 0{,}1\, \frac{0{,}015}{0{,}45}\, 140 = 22{,}7 \text{ kg},$$

daher die eines Arbeiters 11,4 kg und nach der Gerstner'schen Formel die Geschwindigkeit der Kraft oder Haspelspille:

$$v = \left(2 - \frac{P}{K}\right) c = \left(2 - \frac{11,4}{8}\right) 0,75 = 0,431 \text{ m},$$

also die der Last:

$$w = \frac{b}{a} v = \frac{0,1}{0,45} 0,431 = 0,096 \text{ m},$$

und die Nutzleistung pr. Secunde:

$$Q_1 w = 75 . 0,096 = 7,2 \text{ mkg},$$

oder täglich bei 8-stündiger Arbeit 207360 mkg; endlich ist der Wirkungsgrad, da beide Arbeiter die Arbeit 2 . 172800 = 345600 mkg verrichten können:

$$\eta = \frac{207360}{345600} = 0,60.$$

Kurbel mit Trittbewegung. Bei sehr vielen kleinen Maschinen, z. B. Drehbänken, Schleifsteinen 2c. wendet man die durch den Fuß des Arbeiters bewegte Kurbel zum Betriebe des Werkzeuges an, und bei den §. 31.

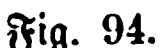
Fig. 93.

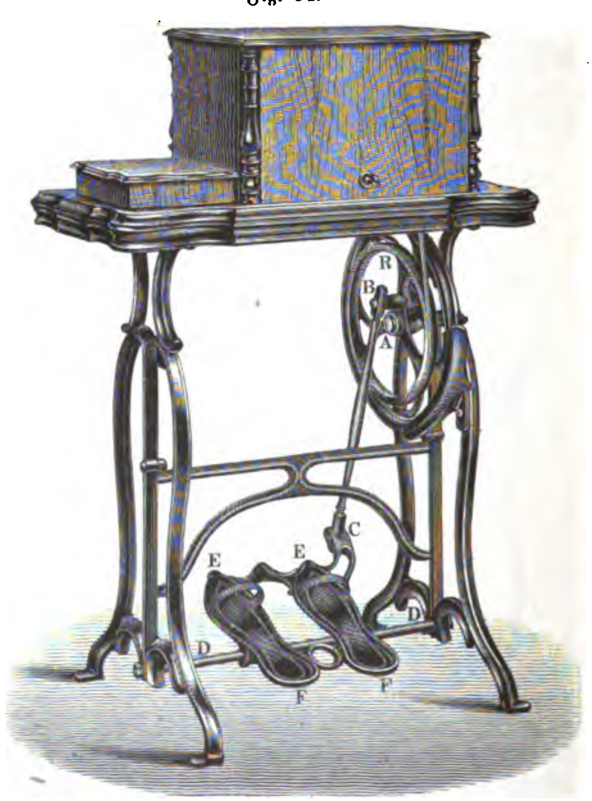


Nähmaschinen ist diese Betriebsart heute ebenso allgemein verbreitet, als sie noch unlängst zur Bewegung des Spinnrades eine ausgedehnte Anwendung fand. Bei dieser Anordnung wirkt die treibende Kraft des Motors nur beim Niedergange des Kurbelzapfens auf diesen ein, und es ist daher hier die Anbringung eines Schwungrades auf der Kurbelwelle zur Erzielung einer stetigen Umlaufsbewegung derselben unerläßlich. In Betreff der Wirkung dieses Schwungrades, sowie hinsichtlich der Bewegungsverhältnisse

dieses Getriebes muß auf das in Thl. III, 1, ausführlich behandelte **Kurbelgetriebe** verwiesen werden.

Fig. 93 (a. v. S) zeigt die Einrichtung, wie sie bei jeder gewöhnlichen Fußdrehbank der Drechsler und Mechaniker vorkommt. Die mit einem gleichzeitig als Schnurscheibe dienenden Schwungrade R versehene Betriebswelle A ist mit dem Kropfe AB ausgestattet, in dessen Kropfzapfen B der Zughaken BC eingehängt ist, welcher bei C durch ein Scharnier mit dem Pedal DE verbunden ist. Das Pedal besteht aus einem um die Axe D in zwei Spitzen schwingenden Rahmen, auf welchen bei E der Fuß des Arbeiters wirkt. Ist


Fig. 94.



$r = AB$ die Länge der Kurbel, und bezeichnet man die Hebelsarme DE mit a und DC mit b, so ergiebt sich die verticale Erhebung und Senkung des Fußes zu $h = 2r\frac{a}{b}$ und man hat die Verhältnisse so zu wählen, daß

die Erhebung für den Arbeiter nicht unbequem ist; diese Erhebung wird in der Regel den Betrag von 0,25 m noch nicht erreichen.

Bei dem Antrieb der Nähmaschinen ist die Einrichtung so getroffen, daß zur Bewegung der Kurbel nicht eine Erhebung und Senkung des Unterschenkels, sondern eine oscillirende Bewegung der Füße um die unteren Fußgelenke erforderlich ist, und man erkennt aus der Fig. 94 (a. v. S.), daß vermöge dieser Einrichtung die Kurbelstange BC nicht nur eine Zugkraft auf den Kurbelzapfen B ausübt, wenn die Fußspitzen auf die Pedale bei E drücken, sondern daß beim Drucke der Fersen auf F eine aufwärts gerichtete Schubkraft durch die Stange CB auf den Kurbelzapfen übertragen wird. Bezeichnet wieder r den Kurbelhalbmesser AB und ist c der Abstand des Zapfens C von der Axe D, so ergiebt sich der ganze Schwingungswinkel α für die Pedale EF annähernd aus $2r = c\alpha$ zu $\alpha = \frac{2r}{c}$, z. B. für $r = 50$ mm und $c = 0{,}16$ m findet sich $\alpha = \frac{100}{160} = 0{,}625$ entsprechend $\frac{0{,}625}{3{,}1415}\,180^0$ $=$ circa 36^0.

Bei schnellem Gange der Nähmaschine ist die erforderliche Anzahl der Fußschwingungen eine erhebliche, es sind z. B., wenn die Schnurscheibe R sechsmal so groß ist, wie die zugehörige Rolle der Nähmaschine, und wenn die Nadel mit der nicht übermäßigen Geschwindigkeit von 600 Stichen in der Minute arbeiten soll, in jeder Minute 100 Doppelschwingungen der Füße erforderlich. Da diese Bewegung sehr ermüdend ist, oftmals von der Näherin auch gar nicht vertragen wird, so hat man sich in neuerer Zeit vielfach bemüht, durch Construction kleiner Motoren für Nähmaschinen die Trittbewegung derselben zu umgehen. Die aus diesem Bestreben hervorgegangenen Triebwerke, welche die Bewegung bald durch aufgezogene Uhrfedern oder Gewichte, bald durch verbrennendes Gas oder ausströmendes Wasser, auch selbst durch den elektrischen Strom empfangen, haben sich einer allgemeineren Verwendung

Fig. 95.

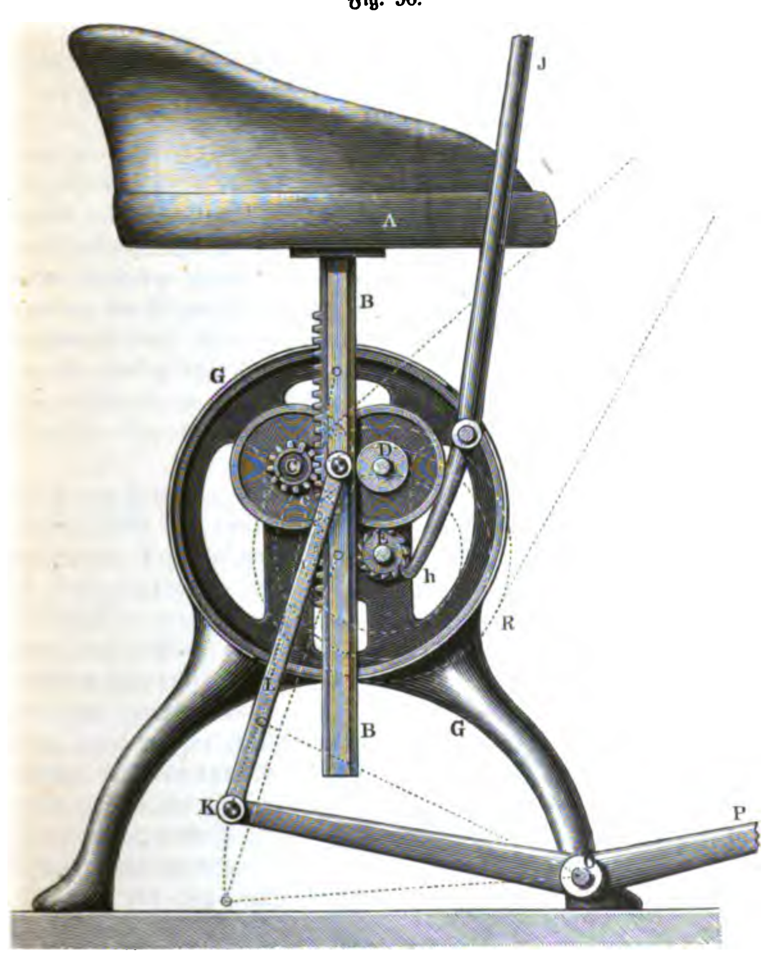


nicht zu erfreuen gehabt. In dieser Beziehung möge hier nur eine interessante Einrichtung zu dem gleichen Zwecke angeführt werden, welche auf der Musterschutzausstellung in Frankfurt a. M., 1881, ausgestellt war. Diese von ihrem Erfinder Hoffmann mit den Namen Motorstuhl, Motorschemel bezeichnete Einrichtung kann zwar den Nähenden von der Ausübung der erforderlichen mechanischen Arbeit nicht entbinden, sie hat vielmehr den Zweck, an die Stelle der vielen, unausgesetzt die Nerven aufregenden oscillirenden Fußschwingungen, einige wenige in seltener Wiederholung auszuführende kräftige Trittbewegungen zu setzen. Dies wird in folgender Weise erreicht.

Der Nähende sitzt hierbei auf einem Stuhle, Figuren 95 und 96, dessen Sitz *A* unterhalb mit einer Zahnstange *B* versehen ist, die in dem Stuhlgestelle *G* ihre Führung findet und in das Zahngetriebe *c* einer Welle *C* eingreift. Mit dieser Welle steht durch eine Zwischenwelle *D* und verschiedene Zahnräder die Axe *E* einer Schnurrolle *R* in Verbindung, von welcher eine Schnur zum Betrieb der Nähmaschine *S* abgeleitet ist. Man erkennt leicht, daß durch das Gewicht des Nähenden, sowie der Sitzplatte *A* und Zahnstange *B* die Schnurrolle *R* in schnelle Umdrehung gesetzt wird, wobei der Arbeitende etwas herabsinkt, und die Bewegung würde aufhören, wenn der Sitz in die tiefste Lage gekommen ist. Um in diesem Augenblicke eine Erhebung des treibenden Gewichtes behufs erneueter Wirkung zu erzielen, hat der Arbeitende nur nöthig, seine Beine, welche mit den Fußspitzen auf dem Pedal *P* ruhen, zu strecken, wobei das um *O* drehbare Pedal *P* abwärts gedrückt und der Sitz *A* von dem hinteren Ende *K* mittelst der Schubstange *L* wieder gehoben wird. Während dieser Erhebung des Sitzenden und entgegengesetzten Drehung des Zahnrades *c* ist letzteres mit der Welle *C* nicht gekuppelt, was durch ein Gesperre ähnlich wie bei der Federtrommel in Uhren erreicht ist, so daß während dieser Erhebung die Nähmaschine vermöge der lebendigen Kraft der schnell rotirenden Rolle *R* ihre Bewegung fortsetzt, bis durch das darauf folgende Niedersinken des Nähenden von Neuem eine mechanische Arbeit auf die Maschine übertragen wird, welche durch Gh ausgedrückt ist, unter G das Gewicht des Arbeitenden sammt Sitzplatte und unter h die Höhe jeder Erhebung verstanden, welche letztere etwa 0,12 m beträgt. Es ist leicht zu erkennen, daß man die Geschwindigkeit des Niedersinkens und also des Maschinenganges vollkommen dadurch in der Gewalt hat, daß man während des Sinkens mit den Füßen einen mehr oder minder großen Druck auf das Pedal ausübt; zum gänzlichen Anhalten der Maschine dient der Hebel *J*, durch dessen Bewegung ein Sperrhaken *h* in ein Sperrrad der Welle *E* eingerückt wird. Das Zahnrad *c* hat einen Theilkreisumfang von 90 mm, daher dasselbe bei einer Senkung der Zahnstange $\frac{0,120}{0,090} = 1,33$ Umgänge macht, welche durch das zwischen *C* und *E* ver-

handene Räderübersetzungsverhältniß von 1 : 12,5 daher 1,33 . 12,5 = 16,7 Umdrehungen der Schnurrolle *R* hervorrufen. Unter sonst gleichen Bedingungen hat also der Nähende nur in solchen Zeitintervallen einmal einen kräftigen Druck auszuüben, in welchen bei der gewöhnlichen Anordnung die Kurbelwelle in circa 16 Umdrehungen versetzt werden muß. Die Rolle *R* ist mit

Fig. 96.



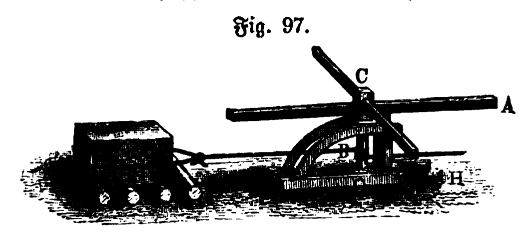
Rücksicht auf das verschiedene Körpergewicht der nähenden Personen mit verschieden großen Schnurläufen versehen, wie auch der Fußtritt *P* je nach der Größe des Nähenden verstellbar gemacht ist. Daß durch den Hinzutritt der Rädereingriffe 2c. die Nebenhindernisse bei dieser Einrichtung größer

ausfallen, als bei der direkten Bewegung mittelst der Kurbel der Fig. 94, ist natürlich, doch dürfte unter Umständen dieser Nachtheil von dem oben erwähnten Vortheile größerer Gemächlichkeit aufgewogen werden.

Anmerkung. Sonstige Trethaspel, Zug- und Stoßhaspel u. s. w. sind außer Gebrauch gekommene Vorrichtungen, über die man sich in den älteren Werken von Langsdorf, Gerstner u. s. w. unterrichten kann.

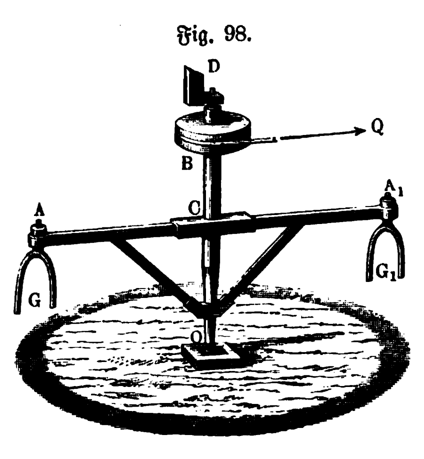
§. 32. **Stehende Welle.** Die stehende Welle oder Winde wird entweder von Menschen oder Thieren in Umdrehung gesetzt. Man unterscheidet Erdwinden, Schiffswinden und Göpel. Die Erdwinde, Fig. 97, ist transportabel und dient gewöhnlich zum Fortschaffen großer Lasten auf dem Erdboden. Sie besteht aus einer runden Welle CO und aus vier, durch ihren vierseitigen Kopf C gesteckten Armen wie CA u. s. w. Ihr Gestell wird mittelst Stricken an eingeschlagenen Pfählen H befestigt. Die Schiffswinde ist von der Erdwinde nicht wesentlich verschieden.

Fig. 97.



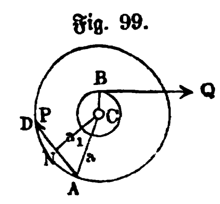
Der Göpel ist eine größere stehende Welle, welche vorzüglich zum Heben von Lasten, namentlich zum Fördern aus Gruben, dient. Er wird entweder durch Menschen oder durch Pferde in Bewegung gesetzt, und heißt im ersteren Falle ein Handgöpel, im zweiten aber ein Pferdegöpel. Die arbeitenden Geschöpfe setzen denselben in Umdrehung, indem sie selbst auf der sogenannten Rennbahn im Kreise herumgehen und die Arme der Welle (Schwengel) entweder vor sich hinschieben oder mit sich fortziehen. Fig. 98 stellt einen Pferdegöpel vor. DO ist die Welle, welche bei O auf einem Stifte steht und bei D in einem am Gebälk oder sonst befestigten Halslager geführt ist, und ACA_1 ist der Doppelschwengel, durch dessen Enden die bolzenförmigen Köpfe

Fig. 98.



von Gabeln G, G_1 gesteckt werden. Letztere greifen über die Pferde weg und werden an die Kummete derselben angeschlossen. Die Last Q wirkt an einer Trommel oder einem gezahnten Rade B je nach der Art der zu betreibenden Maschinen. Es ist eine praktische Regel, die Schwengellänge CA oder den Halbmesser der Rennbahn möglichst groß zu machen, damit sich die Bewegung des Geschöpfes so viel wie möglich einer geradlinigen nähere. Bei Handgöpeln macht man diesen Halbmesser nur 2,5 bis 4 m, bei Pferdegöpeln aber 5 bis 8 m. Auch ist dafür Sorge zu tragen, daß die Kraft möglichst horizontal auf den Schwengel übertragen werde, und daher der Schwengel in einer gewissen Höhe über der Rennbahn anzubringen.

Fig. 99.



Bei der in Fig. 98 abgebildeten Einrichtung mit Gabeln wirkt die Kraft der Pferde ziemlich winkelrecht gegen den Schwengel; werden aber die Pferde an eine Deichsel gespannt (siehe Theil III, 2, Artikel „Förderungsmaschinen"), so ziehen die Pferde etwas schief, indem die Deichsel selbst eine Sehne der Rennbahn bildet. Aus der radial gemessenen Schwengellänge $CA = a$, Fig. 99, und aus der Deichsellänge $AD = d$, ergiebt sich der Hebelarm der zu beiden Seiten der Deichsel angespannten Pferde:

$$CN = a_1 = \sqrt{a^2 - \frac{d^2}{4}},$$

oder annähernd

$$a_1 = a - \frac{d^2}{8a}.$$

In Fig. 100 u. 101 (a. f. S.) ist ein transportabeler Göpel zum Gebrauche in der Landwirthschaft dargestellt. Das aus Schwellen, Stielen und Holmen zusammengesetzte niedrige Holzgerüst G nimmt in der Mitte die kurze stehende Göpelwelle A auf, welche bei a_1 in einem Spurlager und bei a_2 in einem an den Holmen gg angebrachten Halslager unterstützt ist. Die auf dem hervorragenden Ende von A aufgesetzte Rosette R dient zur Befestigung der vier Zugbäume Z, welche unter sich noch durch besondere diagonale Anker in Verbindung gebracht sind, um eine möglichst gleichmäßige Vertheilung der Zugkräfte zu erzielen. Das auf der Axe A angebrachte größere Zahnrad B greift in das Getriebe b auf einer Vorgelegswelle V ein, welche ihrerseits wieder durch das größere conische Rad C ein Getriebe c auf der Welle W umdreht. Die letztere ist bei U mit dem bekannten Universalgelenk (s. Thl. III, 1) versehen, durch welches die Transmission der Betriebskraft nach den zu betreibenden Arbeitsmaschinen vermittelt wird. Diese Göpel werden auch etwas abweichend so construirt, daß die stehende Göpelwelle A mit einem größeren conischen Rade eine horizontale Vorgelegs-

welle *V* betreibt, von welcher aus durch zwei ungleiche Stirnräder die Betriebswelle *W* in Umdrehung gesetzt wird. Das Umsetzungsverhältniß der Räder *B*, *b* pflegt man meistens zwischen 5 und 6, und dasjenige der

Fig. 100.

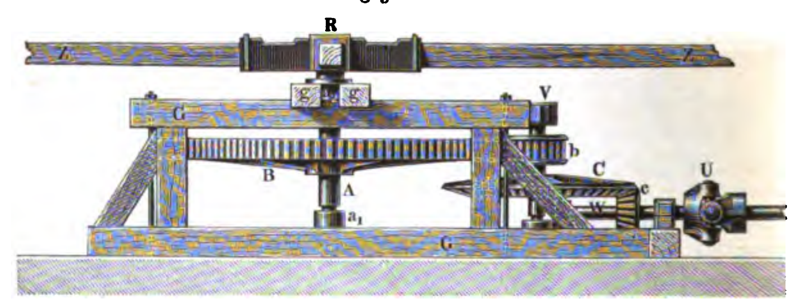
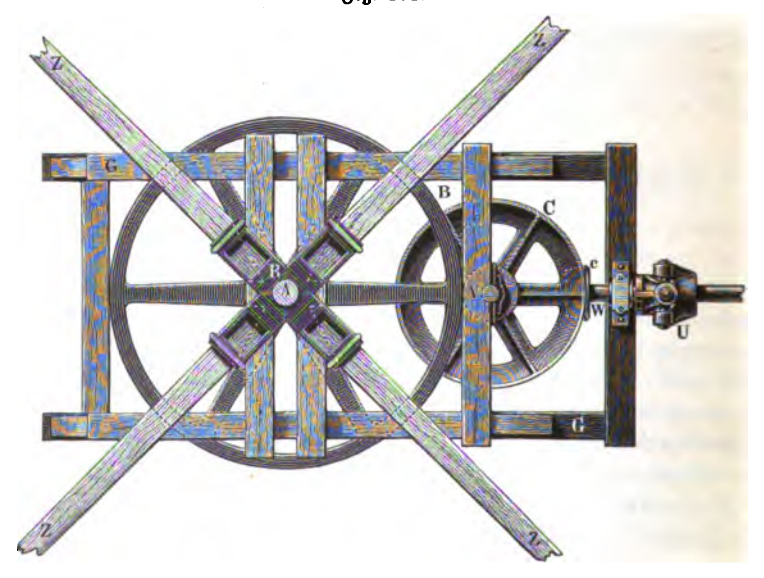


Fig. 101.

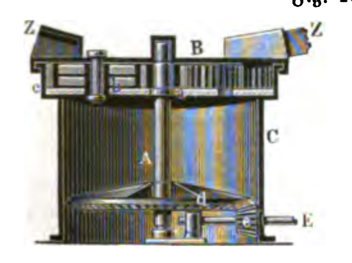


Räder *C*, *c* zwischen 3 und 5 anzunehmen, so daß durch einen Umgang der Pferde 15 bis 30 Umdrehungen der Transmissionswelle erlangt werden.

In welcher Weise Barret, Exall und Andrews von dem Differentialgetriebe Anwendung zur schnellen Bewegung der Betriebswelle durch den langsamen Umgang der Pferde gemacht haben, ist bereits in Thl. III, 1,

besprochen. In Fig. 102 ist ein solcher sogenannter Cylindergöpel dieser Firma dargestellt. Durch die Zugbäume Z der Pferde wird hier der Deckel B auf dem cylindrischen, festgeschraubten Gehäuse C umgedreht, wobei die mit dem Deckel B verbundenen lose um ihre Axbolzen drehbaren Räder b

Fig. 102.





gleichzeitig mit dem festen Zahnkranze c des Gehäuses, wie auch mit dem Getriebe a' der stehenden Welle in Eingriff sind. In Folge dieser Anordnung erzeugt jede Umdrehung des Deckels $\frac{c}{a} + 1$ Umdrehungen der Welle A nach derselben Richtung, wenn unter c und a die Theilkreishalbmesser bezw. Zähnezahlen der gleichbezeichneten Räder verstanden werden*). Bei einer Ausführung dieses Göpels sind die Zähnezahlen $a = 12$, $b = 24$, $c = 60$, daher je ein Umlauf der Pferde $\frac{60}{12} + 1 = 5$ Umdrehungen der Welle A erzeugt. Durch die conischen Räder d und e wird die Geschwindigkeit der Transmissionswelle E weiter vergrößert.

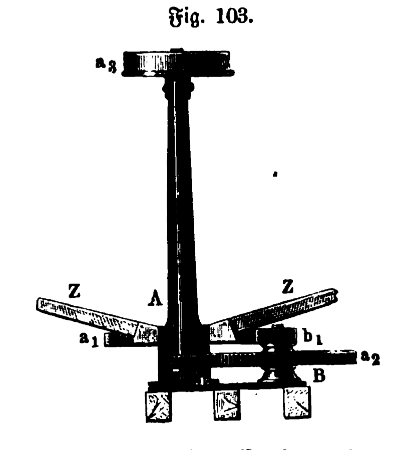
Dieser Göpel leidet an dem Uebelstande der beträchtlichen Reibung, welche der Deckel B an dem großen Umfange findet, an welchem ein Schleifen eintritt.

In Betreff der sogenannten Säulengöpel, d. h. derjenigen Anordnungen, bei welchen eine verticale Säule als Göpelgestell dient und wobei die Zugthiere ganz unterhalb der meist durch Riemen vermittelten Kraftübertragung sich bewegen, wie solche Göpel vorzüglich in Frankreich zur Anwendung gekommen sind, kann auf den ebenfalls in Th. III, 1 als Beispiel

*) Diese Gleichung wurde an obgedachter Stelle gelegentlich der Differentialräder entwickelt, man überzeugt sich von der Richtigkeit auch leicht, wenn man für eine Drehung der Zugbäume nach rechts dem ganzen Systeme, also dem Gehäuse C, der Welle A und dem Deckel B eine zusätzliche Drehung nach links ertheilt denkt. Hierdurch kommt der Deckel B zur Ruhe, die Welle A nimmt wegen der Räder a und c, $\frac{c}{a}$ Umdrehungen nach rechts, also nach Wiedereinfügung einer Drehung nach rechts im Ganzen $\frac{c}{a} + 1$ Umdrehung nach rechts an.

angeführten Göpel von **Pinet**, Fig. 103, verwiesen werden. Die Zugbäume Z der Pferde sind hier auf dem größeren Stirnrade a_1 befestigt, welches auf dem unteren Ansatze der Säule A drehbar, die Zwischenwelle B mit den Rädern b_1 und a_2 in Umdrehung setzt, durch welche die verticale Betriebswelle C vermittelst des kleinen Getriebes b_2 bewegt wird. Die Scheibe a_3 ist natürlich so hoch gelagert, daß die Thiere unbehindert unter dem Betriebsriemen passiren können. (S. auch das Beispiel in Th. III, 1).

Fig. 103.



Erfahrungsmäßig kann man annehmen, daß ein Arbeiter bei täglich 8 Stunden Arbeitszeit am Göpel mit 12 kg Kraft und 0,6 m Geschwindigkeit arbeite, also ein tägliches Arbeitsquantum von

$$12 \,.\, 0{,}6 \,.\, 8 \,.\, 60 \,.\, 60 = 207360 \text{ mkg}$$

verrichte; daß dagegen ein Pferd an eben dieser Maschine bei 8 Stunden täglicher Arbeitszeit und bei einer Geschwindigkeit von 0,9 m (im Schritt) eine Kraft von 45 kg ausübe, also täglich:

$$45 \,.\, 0{,}9 \,.\, 8 \,.\, 60 \,.\, 60 = 1\,166\,400 \text{ mkg}$$

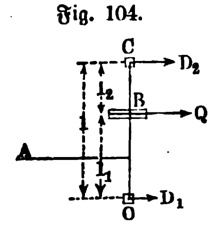
Arbeit verrichten könne.

Die Kraft am Göpel ist, wie bei jeder Radwelle, wenn die Last Q am Hebelarme $CB = b$ (Fig. 99) wirkt:

$$P = \frac{b}{a}\, Q.$$

Nun entsteht aber noch eine Reibung unten am Spurzapfen und eine Reibung am Umfange desselben und des Halszapfens, daher fällt mit Berücksichtigung beider Reibungen die Kraft noch etwas größer aus. Ist G das Gewicht der armirten Göpelwelle und r_1 der Halbmesser ihrer Spur; so hat man das statische Moment der Reibung daselbst (Th. I u. III, 1) gleich $^2/_3\, \varphi\, G\, r_1$. In der Regel liegt der Angriffspunkt B der Last (Fig. 104) nicht mitten zwischen dem Zapfen C und dem Stifte O, sondern er ist dem einen oder dem anderen näher; daher haben denn auch beide ungleiche Theile von der Last Q aufzunehmen, und es sind deshalb auch dieselben nicht von gleicher

Fig. 104.



Stärke zu machen. Steht der Lastpunkt vom unteren Zapfen um $BO = l_1$ und vom oberen um $BC = l_2$ ab, und bezeichnet man die ganze Länge $CO = l_1 + l_2$ der stehenden Welle durch l, so hat man den Druck am unteren Zapfen:

$$D_1 = \frac{l_2}{l} Q,$$

und den Druck am oberen:

$$D_2 = \frac{l_1}{l} Q,$$

wie leicht zu finden ist, wenn man einmal C und ein anderes Mal O als Stützpunkt eines Hebels CBO ansieht. Deshalb ist denn auch die Summe der statischen Momente der Seitenreibungen am Halszapfen und an der Spur:

$$\varphi D_1 r_1 + \varphi D_2 r_2 = \frac{r_1 l_2 + r_2 l_1}{l} \varphi Q,$$

und die Kraftgleichung des Göpels:

$$Pa = Qb + \tfrac{2}{3} \varphi G r_1 + \varphi Q \frac{r_1 l_2 + r_2 l_1}{l}.$$

Außer durch die Zapfenreibungen wird die Leistung der Zugthiere noch durch die Widerstände zwischen den Zähnen der Räder vermindert, welche in jedem Falle nach den in Thl. III, 2 angegebenen Regeln zu bestimmen sind. Für die gewöhnlichen Göpelconstructionen mit zwei Zahnradvorgelegen nach Art der in Fig. 100 und 101 angegebenen wird man mit Rücksicht auf die Thl. III, 2 angeführte Tabelle für den Wirkungsgrad der Zahnradvorgelege im Allgemeinen nicht weit fehlgreifen, wenn man den Wirkungsgrad des Göpels zu

$$\eta = \eta_1 \eta_2 = 0{,}92 \,.\, 0{,}92 = 0{,}85$$

annimmt. Für wesentlich abweichende Constructionen, wie z. B. für den Barret'schen Cylindergöpel, sowie bei mangelhafter Aufstellung, Oelung und Unterhaltung kann der Wirkungsgrad allerdings noch beträchtlich kleiner ausfallen.

Anmerkung 1. Von der Anwendung der Göpel zum Fördern ist im dritten Theile die Rede.

Anmerkung 2. Französische Schriftsteller führen an, daß ein Pferd im Trabe am Göpel täglich $4^1/_2$ Stunden mit 30 Kilogrammen Kraft und 2 Meter Geschwindigkeit arbeiten kann, und so täglich 972000 mkg Arbeit verrichtet. Wendet man die Gerstner'sche Formel an, setzt $K = 56$ kg, $c = 1{,}25$ m, $v = 2$ m, $t = 8$ Stunden und $z = 4{,}5$ Stunden, so erhält man die Kraft:

$$P = \left(2 - \frac{2}{1{,}25}\right)\left(2 - \frac{4{,}5}{8}\right) 56 = 32{,}2 \text{ kg},$$

und daher die tägliche Leistung

$$L = 32{,}2 \,.\, 2 \,.\, 4{,}5 \,.\, 60 \,.\, 60 = 1043280 \text{ mkg},$$

also in ziemlicher Uebereinstimmung mit obiger Angabe. Nimmt man aber die oben angegebene Geschwindigkeit $c = 0{,}9\,\mathrm{m}$ im Schritte an, so erhält man nach Gerstner die Kraft viel größer, nämlich:

$$P = \left(2 - \frac{0{,}9}{1{,}25}\right) 56 = 71{,}6 \text{ kg},$$

und daher die tägliche Leistung

$$L = 71{,}6 \,.\, 0{,}9 \,.\, 8 \,.\, 60 \,.\, 60 = 1855872 \text{ mkg}.$$

Anmerkung 3. Die Kräfte der Pferde, wenn diese an gegenüberstehenden Schwengeln wirken, vergrößern den Zapfendruck um nichts, sind aber die Pferde nur an einem Schwengel angespannt, so trägt ihre Kraft etwas zur Vergrößerung des Zapfendruckes bei, es ist nämlich, einer Abhandlung des Verfassers in den polytechnischen Mittheilungen Band I zufolge, statt der Last Q:

$$Q\left[1 + \tfrac{1}{4}\left(\frac{P}{Q}\right)^2\right] = Q\left[1 + \tfrac{1}{4}\left(\frac{b}{a}\right)^2\right]$$

einzusetzen, und daher

$$D_1 = \frac{l_2}{l}\left[1 + \tfrac{1}{4}\left(\frac{b}{a}\right)^2\right] \cdot Q,$$

sowie

$$D_2 = \frac{l_1}{l}\left[1 + \tfrac{1}{4}\left(\frac{b}{a}\right)^2\right] Q$$

anzunehmen, so daß das Moment der Seitenreibung sich

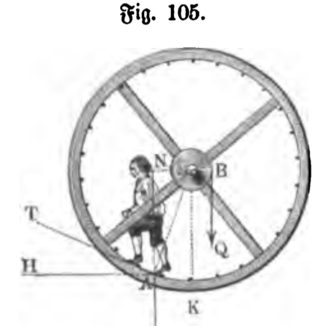
$$F = \varphi\left[1 + \tfrac{1}{4}\left(\frac{b}{a}\right)^2\right] \frac{r_1 l_2 + r_2 l_1}{l}\, Q$$

herausstellt.

Aehnlich verhält es sich auch beim einmännischen Haspel.

§. 33. **Tret- und Laufrad.** Zuweilen werden Maschinen durch die Gewichte von Menschen oder Thieren in Bewegung gesetzt, indem diese an dem Umfange eines Rades emporzusteigen suchen. Solche Maschinen heißen im Allgemeinen Treträder; doch hat man dieselben von sehr verschiedenen Constructionen. Das Laufrad besteht sowie das Tretrad aus zwei Radkränzen, welche durch Arme mit der Welle und untereinander durch einen Boden verbunden sind; nur steht bei dem ersten der Arbeiter im Inneren des Rades, und bei dem zweiten auf dem äußeren Umfange desselben. Um dem Arbeiter einen sicheren Stand zu verschaffen und die Kraft desselben auf das Rad zu übertragen, ist der Boden des Laufrades, Fig. 105, in je 0,5 m Entfernung mit Latten beschlagen, der Raum zwischen den Kränzen des Tretrades, Fig. 106 aber mit Stufen oder Staffeln bildenden Schaufeln ausgerüstet.

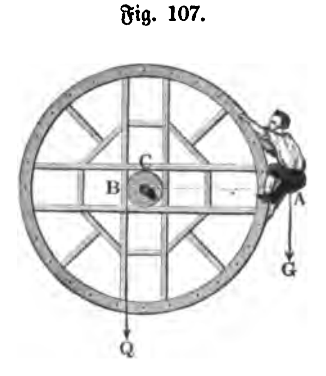
Fig. 105.



Das **Sprossenrad**, Fig. 107, besteht nur aus einem Kranze und hat, statt der Schaufeln, durch den Kranz gesteckte Bolzen, an denen sich der Arbeiter anhält wie an den Sprossen einer Leiter. Bei dem letzten Rade steht der Arbeiter ziemlich in der halben Radhöhe, und es wirkt daher derselbe mit seinem ganzen Gewichte G an einem den Radhalbmesser noch übertreffenden Hebelarme $CA = a$; bei dem **Tret- und Laufrade** hingegen steht derselbe um einen spitzen Winkel $ACK = \alpha$ vom Radobersten oder

Fig. 106.

Fig. 107.



Radunterstén ab, und es ist deshalb der Hebelarm seines Gewichtes G kleiner als der Radhalbmesser $CA = a$, nämlich:

$$CN = a_1 = CA \sin CAN = a \sin \alpha.$$

Dafür ist aber auch die Anstrengung des Arbeiters am Sprossenrade größer als die am Tret- und Laufrade; sie entspricht dort der Kraft zum Hinaufsteigen auf einer verticalen Leiter, hier aber der Kraft zum Aufsteigen auf einer durch die Tangente AT gegebenen schiefen Ebene mit dem Steigwinkel $TAH = CAN = \alpha$. Es ist also die Anstrengung P dort G, hier aber $G \sin \alpha$.

Wirkt die Last Q am Hebelarme $CB = b$, so hat man für das Sprossenrad

$$Ga = Qb,$$

und für das Tret- und Laufrad:

$$Ga \sin \alpha = Qb,$$

oder, indem man die Kraft oder Anstrengung P einführt, für beide Maschinen, sowie für den Haspel und Göpel,

$$Pa = Qb.$$

Es gewähren also Tretmaschinen in mathematischer Beziehung keinen Vorzug vor den Haspeln und Winden; es verrichtet aber der Mensch an denselben mehr tägliche Leistung als an anderen Maschinen und insofern ist

die Anwendung dieser Maschinen immer von Vortheil. Die Anwendung von Thieren bei diesen Maschinen ist nicht von Vortheil, nicht allein weil die vierfüßigen Thiere, und zumal die Pferde, beim Steigen weniger zu leisten vermögen, sondern auch deshalb, weil sich die Thiere hier weniger leicht anstellen lassen und leicht Gefahr laufen, sich zu beschädigen oder zu verunglücken.

Man rechnet, Erfahrungen zufolge, daß ein Mensch bei 8 Stunden Arbeitszeit mit 60 kg Kraft und mit 0,15 m Geschwindigkeit am Tretrade arbeite, wenn er in der Nähe des Radmittels wirkt, daß er aber mit 12 kg Kraft und 0,7 m Geschwindigkeit arbeite, wenn sein Standpunkt 24° vom Radtiefsten oder Radhöchsten absteht. Es leistet demnach ein Arbeiter täglich auf die erste Weise:

$$60 \,.\, 0{,}15 \,.\, 28800 = 259200 \text{ mkg},$$

und auf die zweite:

$$12 \,.\, 0{,}7 \,.\, 28800 = 241920 \text{ mkg}.$$

Pferde und andere vierfüßige Thiere leisten hier nicht mehr als an der stehenden Welle.

Ein Theil des Vortheiles, welchen die Tret- und Laufräder vor dem Haspel oder der Winde haben, geht wieder durch die Zapfenreibung verloren, welche bei diesen Rädern größer ist, da sie viel schwerer ausfallen als Haspel und Winden. Ist nG das Gewicht der Arbeiter, G_1 das Gewicht der Maschinen, und wirkt die angehängte Last Q vertical abwärts, so hat man den Zapfendruck:

$$D = nG + G_1 + Q,$$

und bezeichnet nun noch r den Zapfenhalbmesser, so hat man das statische Reibungsmoment:

$$\varphi\,(nG + G_1 + Q)\,r,$$

sowie die Kraftformel:

$$nGa \sin\alpha = Qb + \varphi\,(nG + G_1 + Q)\,r.$$

Ist die Last gegeben, so kann man hiernach den Steigwinkel α finden, nämlich:

$$\sin\alpha = \frac{Qb + \varphi\,(nG + G_1 + Q)\,r}{nGa},$$

oder die nöthige Zahl der Arbeiter:

$$n = \frac{Qb + \varphi\,(G_1 + Q)\,r}{G\,(a \sin\alpha - \varphi r)}.$$

Am vortheilhaftesten wirken die Menschen, wenn bei der constanten Nebenlast W ihre Kraft

$$nP = nG \sin\alpha = nK + \frac{b}{a}\frac{W}{2},$$

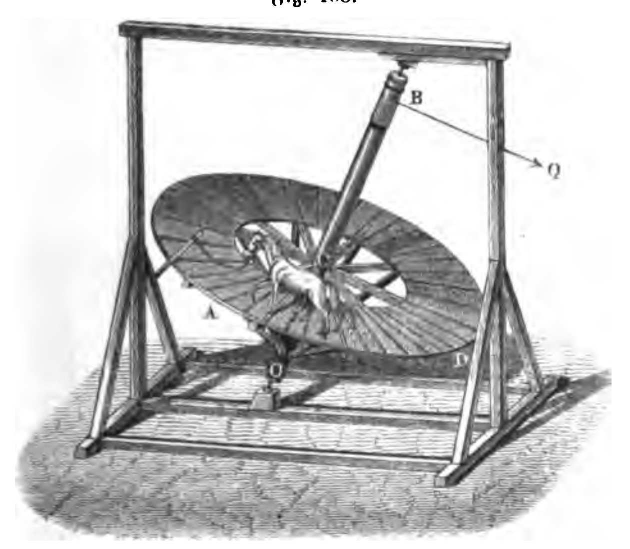
also

$$\sin\alpha = \left(K + \frac{b}{a}\frac{W}{2n}\right) : G \quad ,$$

ist.

In der Landwirthschaft findet man zuweilen die in Fig. 108 abgebildete **Tretscheibe** angewendet. Man läßt auf derselben die Pferde oder Ochsen nur auf kurze Zeit wirken. Sie hat den Vorzug vor anderen Maschinen, daß man das arbeitende Thier ohne Aufsicht lassen kann. Die Wirkung

Fig. 108.



der Thiere ist übrigens genau dieselbe wie bei dem Tret- und Laufrade, wenn man das Thier in der Nähe des horizontalen Halbmessers arbeiten läßt. Diese Maschine besteht aus einer Welle BO, deren Axe 20 bis 25° von der Richtung der Schwere abweicht, und aus einer mit radial laufenden Latten beschlagenen Scheibe ACD von 6 bis 8 m Halbmesser, welche winkelrecht auf der Welle aufsitzt, und deshalb eine Neigung von 20 bis 25° gegen den Horizont hat. Steht das arbeitende Thier um den horizontalen Halbmesser $CA = a$ von der Wellenaxe ab, und ist der Neigungswinkel der Scheibe, sowie der Steigwinkel des Pferdes gleich α, so hat man die Umdrehungskraft:

$$P = G \sin\alpha,$$

und daher, wie beim Tret- und Laufrade, das Umdrehungsmoment:

$$Pa = Ga \sin\alpha.$$

Wirkt nun noch die Last Q am Hebelarme b, ist also ihr Moment

$$Q b,$$

ist ferner G_1 das Gewicht der armirten Maschine und bezeichnet r die Halbmesser ihrer Zapfen, so hat man das statische Moment der Reibung an der Basis derselben:

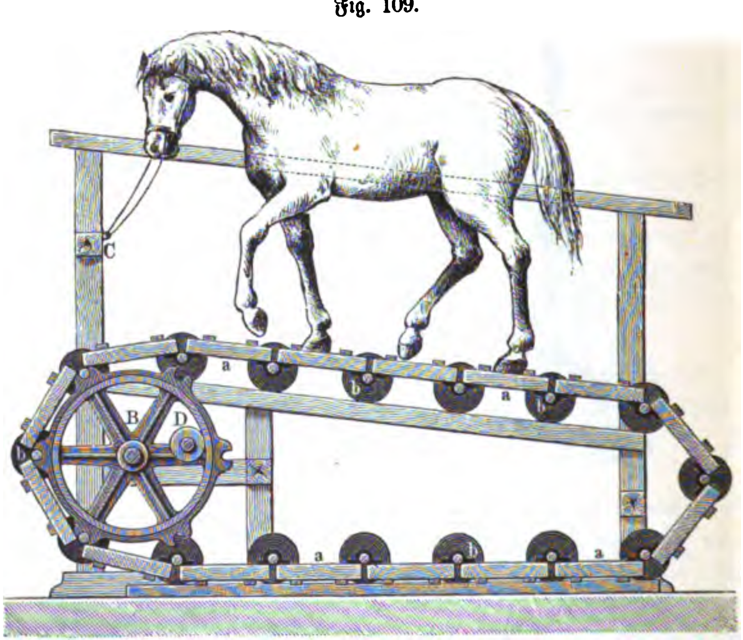
$$\frac{2}{3} \varphi (G + G_1) \cos \alpha \, . \, r,$$

und das Moment der Seitenreibung:

$$\varphi [(G + G_1) \sin \alpha + Q] r,$$

weil sich das Gewicht $G + G_1$ in die Seitenkraft $(G + G_1) \cos \alpha$ nach der Richtung der Axe, und in die Seitenkraft $(G + G_1) \sin \alpha$ nach der

Fig. 109.



Fallrichtung der Scheibe zerlegt, und Q in der Richtung der letzten Kraft wirkt. Es folgt hiernach:

$$G a \sin \alpha = Q (b + \varphi r) + \varphi (G + G_1) (\tfrac{2}{3} \cos \alpha + \sin \alpha) r.$$

Da der Component $G \cos \alpha$ vom Gewichte G, welcher die Richtung der Axe $B O$ hat, excentrisch wirkt, so giebt derselbe nicht allein einen Axendruck, sondern auch ein Kräftepaar, welches die Tretscheibe in der Ebene ABC umzudrehen sucht, und die Seitenwirkungen in B und O noch etwas ver-

größert. Diese Vergrößerung ist jedoch bei den gewöhnlichen Dimensionen und Gewichten klein genug, um sie außer Acht lassen zu können.

Es gehört hierher auch die sogenannte Tretbrücke, auch amerikanisches Tretwerk genannt, bei welchem das arbeitende Pferd auf einer geneigten Ebene (A, Fig. 109) steht, welche aus einzelnen zu einer endlosen Kette vereinigten Tafeln a, a gebildet ist, deren Kettenbolzen b sich in die Gabelzinken eines Rades B einlegen. Bei der trottenden Bewegung des an einem festen Punkte C angezäumten Pferdes schieben sich die Kettenglieder a unter den Hufen des Pferdes abwärts, wodurch die Kettentrommel B in Umdrehung gesetzt wird, welche Drehung durch Zahnräder in bekannter Weise auf eine Axe D weiter fortgepflanzt werden kann. Zur Verminderung der Widerstände sind die Kettenbolzen an ihren Enden mit Laufrollen versehen, welche auf geeigneten Führungen laufen. Als ein Vortheil dieses Tretwerkes, dessen Wirkung übrigens ganz ähnlich wie diejenige der Tretscheibe, Fig. 108, zu beurtheilen ist, wird das geringe Raumerforderniß angegeben. (Siehe den Artikel Tretrad in Prechtl's Encyklopädie, auch Whitworth: Report on the New-York Industrial-Exhibition 1853, sowie Perels, Landwirthschaftliche Maschinen und Geräthe, Heft 1.)

Beispiel. Man will durch ein 6 m hohes Tretrad eine an einem Hebelarme von 0,20 m wirkende Last von 500 kg heben und sucht die Zahl der nöthigen Arbeiter. Nimmt man das Gewicht des belasteten Rades schätzungsweise zu 2500 kg, den Zapfenhalbmesser $r = 0{,}05$ m und einen Reibungscoefficienten $\varphi = 0{,}08$ an, so erhält man das statische Moment der Last zu

$$Qb + \varphi\,(G + G_1)\,r = 500\,.\,0{,}2 + 0{,}08\,.\,2500\,.\,0{,}05 = 110 \text{ mkg},$$

und daher die nöthige Kraft am Umfange des Rades:

$$P = \frac{110}{3} = 36{,}7 \text{ kg}.$$

Nun übt ein Arbeiter bei circa 24° Abstand vom Radscheitel eine Kraft von 12 kg aus, folglich wird die nöthige Arbeiterzahl

$$n = \frac{36{,}7}{12} = 3$$

ausreichen und zu erwarten sein, daß hierdurch eine tägliche Leistung von

$$3\,.\,241920 = 725760 \text{ mkg}$$

verrichtet, also in dieser Zeit die Last $Q = 500$ kg auf eine Höhe von

$$\frac{725760}{500} = 1451{,}5 \text{ m},$$

z. B. $14\frac{1}{2}$ mal auf 100 m Höhe gehoben wird.

Zweiter Abschnitt.

Die hydraulischen Motoren.

Erstes Capitel.

Von der Wasserkraft.

§. 34. **Wasserleitungen.** Das Aufschlagewasser, d. i. das Wasser, wodurch Maschinen in Bewegung gesetzt werden, nimmt man meistens aus Bächen und Flüssen, oft auch aus Seen und Teichen und nur selten direct aus Quellen. In den meisten Fällen kann die Maschine nicht unmittelbar am Fassungspunkte des Wassers aufgestellt werden, sondern es ist dieselbe hiervon mehr oder weniger entfernt, und daher fast immer eine Wasserleitung nöthig, um das Aufschlagewasser vom Fassungspunkte nach der Maschine zu führen. Die Wasserleitungen sind entweder oben offen oder ringsum verschlossen. Zu den offenen Wasserleitungen gehören die Canäle, Gräben und Gerinne, zu den geschlossenen aber die Röhrenleitungen. Canäle sind die größeren, meist schiffbaren, Gräben aber die kleineren, niemals schiffbaren, aus Mauern, Steinen, Erde oder Sand gebildeten, Gerinne (Spundstücke) endlich die aus Holz, Eisen oder Steinen künstlich zusammengesetzten oben offenen Wasserleitungen. Die Röhrenleitungen bestehen aus cylindrisch oder prismatisch geformten Röhren von Eisen, Holz, Thon, Steinen, Glas u. s. w. In ihnen führt man meist nur kleinere Wassermengen ab. Uebrigens haben sie vor den offenen Wasserleitungen den Vorzug, daß sie mit beliebigem Steigen und Fallen angelegt werden können, während die offenen Wasserleitungen vom Fassungspunkte aus stets fallen müssen. Es lassen sich daher durch Röhrenleitungen Thäler, Schluchten und Anhöhen überschreiten, ohne Ueberbrückungen oder Unterführungen nöthig zu haben. Um dagegen mit oben offenen Wasserleitungen

große Umwege zu vermeiden, ist es nöthig, bei Ueberschreitung von Vertiefungen oder Erhöhungen der Erdoberfläche, in welche letztere diese Leitungen gewöhnlich eingeschnitten sind, sogenannte Aquäducte oder Röschen (unterirdische Canäle) anzulegen.

Wehre. Die fließenden Wasser, aus denen man den Aufschlag für eine Maschine nimmt, sind Bäche oder Flüsse. Die lebendige Kraft der fließenden Wasser ist — bei der mäßigen Geschwindigkeit von 0,3 bis 2 m — meist nicht hinreichend, um sie zum Umtriebe von Maschinen benutzen zu können; um dieselbe zu erhöhen, oder um das Wasser durch sein Gewicht wirken lassen zu können, ist es daher nöthig, ein größeres Gefälle des Wassers an einer Stelle zu concentriren. Dies kann entweder durch Aufstauen oder durch Anordnung von Canälen oder durch eine Verbindung beider Mittel geschehen. Das Aufstauen des Wassers erfolgt durch Wehre, d. i. durch quer über einen Bach oder Fluß weggehende Dämme. Man unterscheidet Ueberfallwehre oder Ueberfälle und Durchlaß- oder Schleusenwehre von einander. Während bei jenen das Wasser frei über der höchsten Schwelle oder Kappe wegfließen kann, wird es bei diesen durch aufgestellte Schutzbretter (Fallschützen) noch über der Wehrkappe aufgestaut. In der Regel will man durch die Ueberfallwehre das aufgestaute Wasser oder einen Theil desselben zum Eintritt in einen nahe oberhalb des Wehres einmündenden Canal nöthigen, um es durch diesen nach der Umtriebsmaschine zu führen, wogegen man mit den Durchlaßwehren beabsichtigt, dem Wasser eine erhöhte lebendige Kraft zu ertheilen und dadurch die unmittelbar unter dem Wehre befindliche Maschine in Bewegung zu setzen. §. 35.

Bei größeren Flüssen und Strömen wendet man oft Dämme an, welche nicht über die ganze Breite des fließenden Wassers weggehen, um eine Aufstauung zu bewirken. Solche Dämme nennt man lichte Wehre, während man die den ganzen Strom absperrenden Wehre dichte Wehre zu nennen pflegt. Brückenpfeiler, Buhnen und andere das Querprofil eines fließenden Wassers verengende Einbaue sind ebenfalls als lichte Wehre anzusehen.

Was die am häufigsten vorkommenden Ueberfallwehre betrifft, so unterscheidet man vollkommene Ueberfälle von den unvollkommenen Ueberfällen oder Grundwehren. Bei jenen Wehren liegt die Ueberfallschwelle noch über der Oberfläche des Unterwassers, und es findet daher hier ein freier Ausfluß statt, bei diesen hingegen liegt diese Schwelle unter dem Spiegel des abfließenden Wassers, es erleidet also hier ein Theil des überfließenden Wassers eine Rückwirkung vom Unterwasser.

Durch alle eben angeführten Einbaue erleidet das fließende Wasser eine Stauung, d. i. eine Erhöhung seines Wasserspiegels und eine damit nothwendigerweise verbundene Geschwindigkeitsverminderung oberhalb des Einbaues. Von besonderer Wichtigkeit sind die Stauhöhe und Stauweite. Jene ist die Höhe der Oberfläche des aufgestauten Wassers über dem ersten Wasserspiegel oder der Oberfläche des frei abfließenden Wassers unmittelbar unterhalb des Wehres, diese hingegen ist die Längenerstreckung des Aufstauens, vom Wehre aus aufwärts gemessen. Es ist nun eine wichtige Aufgabe, zu ermitteln, in welchem Verhältnisse die Stauhöhe zu den Dimensionen des Wehres steht, und nach welchem Gesetze die Stauung von der Entfernung vom Wehre abhängt, und wo dieselbe als verschwindend klein angesehen werden kann.

Die Kenntniß dieser Verhältnisse ist nicht allein deshalb nothwendig, weil durch zu große oder zu weit sich erstreckende Stauungen leicht Ueberschwemmungen herbeigeführt, sondern auch weil durch dieselben die am fließenden Wasser aufwärts liegenden Etablissements durch Entziehung von Gefälle in ihrem Gange gestört werden können. Aus diesem Grunde werden denn auch neben den Wehren die sogenannten Aichpfähle oder Pegel eingesetzt, an welchen die Lage der Ueberfallschwelle angegeben wird, und deren Verrückung gesetzlich verboten ist. Oft versieht man die Pegel mit einer Scala zum Ablesen der Wasserstände.

Das mit erhöhter Geschwindigkeit von einem dichten Wehre herab- oder zwischen den Pfeilern eines lichten Wehres hindurchfließende Wasser nimmt, ehe es in die dem Gefälle des Flußbettes entsprechende gleichförmige Bewegung übergeht, eine wellenförmige und zum Theil eine wirbelnde Bewegung an, wodurch ihm sein Ueberschuß an bewegender Kraft entzogen wird. Durch die erhöhte Geschwindigkeit und durch die wirbelnde Bewegung des Wassers wird eine Reaction auf das Grundbett herbeigeführt, die oft sehr nachtheilige Folgen haben würde, wenn man das Grundbett zunächst unterhalb des Wehres nicht durch ein Steinpflaster u. s. w. schützte.

Das Wasserquantum eines Baches oder Flusses ist zu verschiedenen Zeiten verschieden, und man kann unterscheiden: Großwasser, welches nur auf kurze Zeit, nach starken Regengüssen u. s. w. eintritt, Mittelwasser, welches zumal im Herbst und Frühjahr und im Ganzen mindestens die Hälfte des Jahres vorzufinden ist, Kleinwasser, welches nur auf kurze Zeit im Sommer vorkommt, und endlich Immerwasser, die kleinste, nur in sehr trockenen Jahren (z. B. in Deutschland im Sommer 1842) zu beobachtende Wassermenge. Es ist nun erforderlich, wenigstens das Mittel- und Kleinwasser des Baches zum Umtriebe einer Maschinenanlage zu kennen, um hiernach nicht nur die Maschine, sondern auch das Wehr und die Gräben anordnen und construiren zu können. Aus diesem Grunde sind denn vor

Allem nach einer der in Thl. I angegebenen Methoden zu verschiedenen Zeiten Wassermessungen anzustellen. Es ist dann eine Regel, das Wasser durch Wehre nur so hoch aufzustauen, daß es zur Zeit des Großwassers nicht übertrete und die Umgegend überschwemme.

Für das Maschinenwesen sind die Ueberfallwehre die wichtigsten. Sie bilden entweder einen geraden, meistens winkelrecht gegen den Stromstrich gerichteten Damm, oder sie bestehen aus zwei gegen den Strom gerichteten und in der Mitte zusammenstoßenden Dämmen, deren Spitze nach Befinden durch einen kurzen Zwischendamm abgeschnitten oder abgerundet ist, oder sie sind kreisbogenförmige, mit ihrer Convexität der Bewegung des Wassers entgegengerichtete Dämme. Die Wehre werden von Holz, oder von Steinen, oder von beiden zugleich erbaut. Sie können selten auf festes Gestein gegründet werden, sondern man muß dieselben meist auf einen Pfahlrost betten. Die Querprofile ganz oder theilweise hölzerner Wehre haben mehr oder weniger die Form eines Fünfecks $ABCDE$, Fig. 110, bei welchem AB die Brust, BC die Vordecke, CD die Abschußdecke, DE der Rücken, sowie EA die Sohle und C die Ueberfallsschwelle oder der Sattel, auch Wehrbaum genannt wird. Die Querprofile steinerner

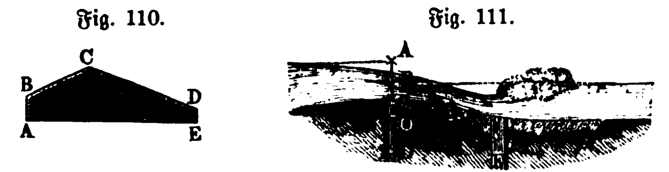


Fig. 110. Fig. 111.

Wehre werden in der Regel von oben durch krumme Linien gebildet, die sich an das Fünfeck mehr oder weniger anschließen, um den Abfluß des Wassers zu erleichtern.

Ein unvollkommener Ueberfall, wie Fig. 111, besteht aus einer Reihe von quer über das Bett weggehenden Pfählen D mit dem darüber liegenden Fachbaume C, ferner aus einer Spundwand E vor der Pfahlreihe, aus einer zweiten, tiefer unten eingerammten Pfahlreihe F und aus einem Steinpflaster G zwischen beiden Pfahlreihen.

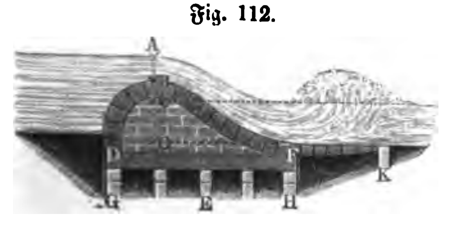


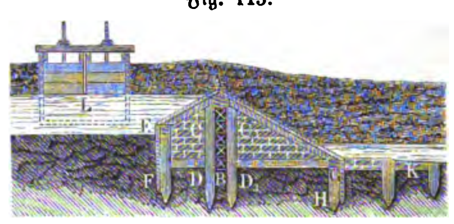
Fig. 112.

Das vollkommene Ueberfallwehr in Fig. 112 ruht auf einem Pfahlroste DEF mit zwei Spundwänden G und H, und ist aus großen Steinen gewölbförmig mit hydraulischem Mörtel aufgemauert. Um das Schußbett HK vor dem Ausspülen

sicher zu stellen, ist es mit großen Steinen gepflastert und unten noch durch eine Pfahlreihe *K* begrenzt.

Die Construction eines hölzernen Wehres ist in Fig. 113 ersichtlich. Hier ist *AB* eine aus über einander liegenden Balken bestehende Wand, *A* der Wehrbaum, *CD* und $C_1 D_1$ sind Pfahlreihen zu beiden Seiten dieser

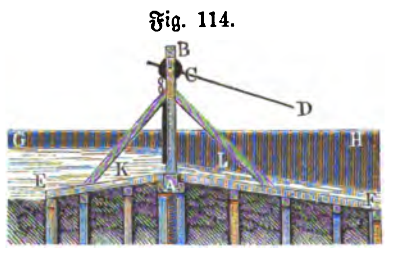
Fig. 113.



Wand, *EF* und *GH* zeigen zwei andere, außen mit Spundwänden bekleidete und oben durch Schwellen *E* und *G* bedeckte Pfahlreihen, *CE* und $C_1 G$ stellen Streben vor, welche den Wehrbaum *A* mit den Schwellen *E* und *G* verbinden und noch mit Bohlen überdeckt sind. Die inneren Räume werden ausgemauert oder mit Thon ausgeschlagen. Das Sturzbett *K* unterhalb des Wehres ist noch ausgepfählt und mit großen Steinen gepflastert. Bei *L* sind die Schutzbretter an dem Kopfe des Aufschlagewassergrabens ersichtlich.

Ein Schleusenwehr ist endlich in Fig. 114 abgebildet. *A* ist der Fachbaum, *AB* sind die in ihm eingezapften Griessäulen, zwischen welchen sich die Schützen in Falzen bewegen. Die Vorrichtungen zum Aufziehen der Schützen sind sehr mannigfaltig. Die in der Figur angedeutete besteht in einer Art Kreuzhaspel *CD*, und es hängt hier das Schutzbrett mittelst Ketten an demselben. Von dem Fachbaume *A* aus neigen sich das Vor- und Hinterfluther *AE* und *AF* abwärts, beide ruhen auf einem Pfahlroste, sowie der Fachbaum auf einer Reihe von Grundpfählen; um das Eindringen des Wassers zu verhüten, ist dieser Pfahlrost durch ein Paar Spundwände geschlossen. Zu beiden Seiten stehen noch die aus starken Bohlen gebildeten und sich gegen lange Pfähle stützenden Seitenwände *GH*. Noch sind die mittleren Griessäulen mit Streben *K*, *L* gestützt, wovon die oberen (*K*) zugleich mit als Eisbrecher dienen.

Fig. 114.



Stauhöhe bei Ueberfällen. Mit Hülfe der in der Hydraulik vorgetragenen Lehren lassen sich die Stauverhältnisse bei Wehren ohne Schwierigkeiten ermitteln. Ist bei dem vollkommenen Ueberfalle, Fig. 115, h die Druckhöhe AB, b die Breite und k die der Geschwindigkeit c des ankommenden Wassers entsprechende Geschwindigkeitshöhe $\frac{c^2}{2g}$, so §. 36.

Fig. 115.

hat man die Wassermenge des Ueberfalls (Thl. I):

$$Q = {}^2/_3\, \mu b \sqrt{2g}\left[(h + k)^{3/2} - k^{3/2}\right] \quad . \; . \; . \; . \; . \; (1)$$

ist umgekehrt diese Wassermenge Q bekannt, so folgt die entsprechende Druckhöhe über der Ueberfallschwelle:

$$h = \left(\frac{{}^3/_2\, Q}{\mu b \sqrt{2g}} + k^{3/2}\right)^{2/3} - k \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; (2)$$

Um nun die einer gegebenen Stauhöhe $AC = h_1$ entsprechende Wehrhöhe $BO = x$ zu finden, setzen wir:

$$AC + CO = AB + BO,$$

oder wenn wir die ursprüngliche Wassertiefe oder die Tiefe CO des Unterwassers durch a bezeichnen,

$$h_1 + a = h + x,$$

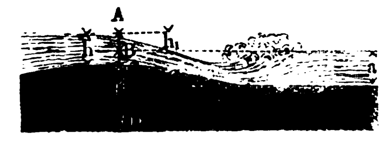
also:

$$x = a + h_1 - h.$$

Bei etwas hoher Aufstauung, wo x mindestens 0,6 m beträgt, kann man die Geschwindigkeitshöhe k des ankommenden Wassers unbeachtet lassen und daher

$$x = a + h_1 - \left(\frac{{}^3/_2\, Q}{\mu b \sqrt{2g}}\right)^{2/3} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; (3)$$

Fig. 116.



setzen, und es ist, vorläufigen Berechnungen der hierüber vom Verfasser angestellten Versuche zufolge,

$$\mu = 0,80$$

anzunehmen.

Bei dem unvollkommenen Ueberfall, Fig. 116, ist die Rechnung complicirter, weil sich hier zwei verschiedene Ausflußverhältnisse mit einander combiniren. Es ist nämlich hier die Wasserhöhe $AC = h$ über der

Schwelle größer als die Stauhöhe $AB = h_1$, und es fließt daher nur das Wasser oberhalb B frei aus, dagegen das Wasser unterhalb B unter der Druckhöhe $AB = h_1$. Deshalb ist die durch AB fließende Wassermenge:

$$Q_1 = {}^2/_3\, \mu b \sqrt{2g}\,[(h_1 + k)^{3/2} - k^{3/2}] \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

dagegen das durch $BC = h - h_1$ strömende Wasserquantum:

$$Q_2 = \mu b (h - h_1) \sqrt{2g}\, (h_1 + k)^{1/2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

und hiernach das ganze Abflußquantum $Q_1 + Q_2$ zu setzen:

$$Q = \mu b \sqrt{2g}\, \{{}^2/_3\, [(h_1 + k)^{3/2} - k^{3/2}] + (h - h_1)(h_1 + k)^{1/2}\} \quad (6)$$

Aus dem Wasserquantum Q und der Stauhöhe h_1 folgt nun die Höhe des oberen Wasserspiegels über dem Fachbaume:

$$h = h_1 + \frac{Q}{\mu b \sqrt{2g\,(h_1 + k)}} - {}^2/_3\, \frac{(h_1 + k)^{3/2} - k^{3/2}}{(h_1 + k)^{1/2}} \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

woraus sich dann die Wehrhöhe

$$CO = x = a + h_1 - h$$

ergiebt.

Für kleinere Werthe von k läßt sich daher einfacher

$$x = a + {}^2/_3\, h_1 - \frac{Q}{\mu b \sqrt{2 g h_1}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8)$$

setzen. Es ist übrigens $h > h_1$, also der Ueberfall ein unvollkommener, wenn

$$Q > {}^2/_3\, \mu b \sqrt{2g}\, [(h_1 + k)^{3/2} - k^{3/2}] \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (9)$$

ausfällt.

Ist die Längenaxe des Wehrdammes kreisbogenförmig, so muß man statt b die Bogenlänge der Dammkappe einführen, und in

$$k = \frac{c^2}{2g}, \quad c = \frac{Q}{b\,(a + h_1)} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (10)$$

setzen.

Beispiel. Ein Bach von 10 m Breite und 1 m Tiefe führt 12 cbm Wasser pr. Secunde und soll durch ein Ueberfallwehr 1,5 m höher aufgestaut werden; man sucht die erforderliche Wehrhöhe. Da die Aufstauung ziemlich groß ist, so kann man erwarten, daß zur Berechnung der gesuchten Höhe die einfache Formel

$$x = a + h_1 - \left(\frac{3\,Q}{2\,\mu b \sqrt{2g}}\right)^{2/3}$$

genügen werde. Es ist in dieser Formel $a = 1$, $h_1 = 1{,}5$, $Q = 12$, $b = 10$, $\mu = 0{,}80$ und $\sqrt{2g} = 4{,}429$, weshalb daher die Wehrhöhe folgt:

$$x = 1 + 1{,}5 - \left(\frac{3 \,.\, 12}{2 \,.\, 0{,}8 \,.\, 10 \,.\, 4{,}429}\right)^{2/3} = 2{,}5 - 0{,}636 = 1{,}864 \text{ m},$$

und daher der Ueberfall wirklich ein vollkommener, wie vorausgesetzt wurde. Sollte das Wasser nur 1 m aufgestaut werden, so hätte man der letzten Formel zufolge

$$x = 1 + 1 - 0{,}636 = 1{,}364 \text{ m},$$

also der Ueberfall noch vollkommen. Um dagegen das Wasser nur um 0,5 m aufzustauen, ist auf jeden Fall nur ein unvollkommener, d. h. nicht aus dem Niveau des Unterwassers hervorragender Wehrdamm nöthig. Wendet man die vollständige Formel an, und setzt in ihr

$$k = \frac{c^2}{2g} = 0{,}051 \left[\frac{Q}{(a + h_1)\, b}\right]^2 = 0{,}051 \left[\frac{12}{(1 + 0{,}5)\, 10}\right]^2 = 0{,}033 \text{ m}$$

und μ wieder gleich 0,80, so erhält man nach (7):

$$h - h_1 = \frac{12}{0{,}8 \,.\, 10 \,.\, 4{,}429 \sqrt{0{,}533}} - \frac{2}{3} \frac{0{,}533^{3/2} - 0{,}033^{3/2}}{0{,}533^{1/2}}$$
$$= 0{,}464 - 0{,}350 = 0{,}114 \text{ m}.$$

Es muß also die Ueberfallschwelle um 114 mm unter der Oberfläche des ungestauten Unterwassers stehen, und demnach das Wehr selbst die Höhe

$$x = a + h_1 - h = 1 - 0{,}114 = 0{,}886 \text{ m}$$

erhalten.

Stauhöhe bei Durchlässen. Die Stauverhältnisse bei einem Durchlaßwehre sind nach der Theorie des Ausflußes durch Schutzöffnungen zu beurtheilen. Es können hier drei Fälle vorkommen; entweder fließt das Wasser frei aus, oder es fließt unter Wasser aus, oder es fließt theils frei, theils unter Wasser aus. Beim freien Ausfluß, wie er z. B. bei dem in Fig. 114 abgebildeten Schleusenwehre vorkommt, hängt die Ausflußgeschwindigkeit nur von der Druckhöhe h ab, welche von der Mitte der Schutzöffnung bis zum Wasserspiegel zu messen ist. Ist dann noch a_0 die Oeffnungshöhe und b die Oeffnungsbreite, so hat man: §. 37.

$$Q = \mu a_0 b \sqrt{2gh} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (1)$$

und daher umgekehrt:

$$h = \frac{1}{2g} \left(\frac{Q}{\mu a_0 b}\right)^2 \quad \ldots \ldots \ldots \quad (2)$$

oder mit Berücksichtigung der Geschwindigkeitshöhe k des ankommenden Wassers:

$$h = \frac{1}{2g} \left(\frac{Q}{\mu a_0 b}\right)^2 - k \quad \ldots \ldots \ldots \quad (3)$$

Für die Oeffnungshöhe folgt hieraus die Formel:

$$a_0 = \frac{Q}{\mu b \sqrt{2gh}} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (4)$$

oder wenn die Stauhöhe h_1 über der Schwelle gegeben ist,

$$a_0 = \frac{Q}{\mu b \sqrt{2g\left(h_1 - \frac{a_0}{2}\right)}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

Versuchen des Verfassers zufolge, läßt sich hier $\mu = 0{,}60$ setzen.

Staut das Unterwasser bis zur Schütze zurück, wie z. B. in Fig. 117 vorgestellt wird, so hat man den Niveauabstand $AB = h$ als Druckhöhe einzuführen und die obige Formel zu gebrauchen. Es ist also auch hier die einer gegebenen Stauhöhe h entsprechende Oeffnungshöhe:

$$a_0 = \frac{Q}{\mu b \sqrt{2gh}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

Wenn endlich das Niveau des Unterwassers innerhalb der Mündung liegt, so fließt ein Theil des Wassers frei, und ein anderer Theil unter Wasser

Fig. 117.

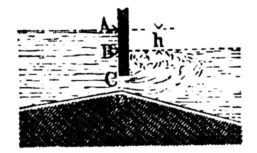
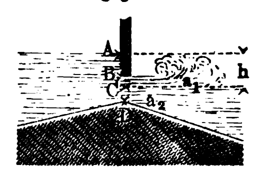


Fig. 118.



aus. Ist die Stauhöhe oder der Niveauabstand AC zwischen beiden Wasserspiegeln, Fig. 118, gleich h, die Höhe BC des über dem Unterwasserspiegel befindlichen Theiles der Mündung gleich a_1, und die Höhe CD des unter diesem Spiegel liegenden Mündungsstückes gleich a_2, so hat man die Wassermenge für den ersten Theil:

$$Q_1 = \mu a_1 b \sqrt{2g\left(h - \frac{a_1}{2}\right)},$$

und für den zweiten:

$$Q_2 = \mu a_2 b \sqrt{2gh};$$

daher die ganze Abflußmenge:

$$Q = Q_1 + Q_2 = \mu b \sqrt{2g}\left(a_1 \sqrt{h - \frac{a_1}{2}} + a_2 \sqrt{h}\right) \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

Aus der Ausflußmenge Q, Stauhöhe h und der Tiefe a_2 der Wehrkappe unter dem Unterwasserspiegel ergiebt sich der Abstand des Schutzbrettes von eben diesem Spiegel:

$$a_1 = \left(\frac{Q}{\mu b \sqrt{2g}} - a_2 \sqrt{h}\right) : \sqrt{h - \frac{a_1}{2}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

Beispiele. 1. Wie hoch sind die Schutzbretter eines Schleusenwehres, Fig. 114, zu ziehen, welches eine Wassermenge von 10 cbm abführen soll, bei einer Breite $b = 8$ m und einem Wasserstande $h_1 = 1,5$ m über der Ueberfallschwelle? Bei freiem Abflusse ist nach (5):

$$a_0 = \frac{10}{0,6 \,.\, 8 \,.\, 4,429 \sqrt{1,5 - \frac{a_0}{2}}} = \frac{0,470}{\sqrt{1,5 - \frac{a_0}{2}}}.$$

Setzt man im Nenner zunächst annähernd für a_0 den Werth $\frac{0,470}{\sqrt{1,5}} = 0,4$, so erhält man genügend genau die gesuchte Oeffnungshöhe

$$a_0 = \frac{0,470}{\sqrt{1,5 - 0,2}} = \frac{0,470}{1,140} = 0,412 \text{ m}.$$

2. Welcher Schützenzug ist bei dem in Fig. 117 abgebildeten Wehre nöthig, um 4 cbm Wasser pr. Secunde unter einer Druckhöhe von 0,5 m bei 10 m Mündungsweite abfließen zu lassen. Hier findet Ausfluß unter Wasser statt (Fig. 117), und es ist daher nach (4):

$$a_0 = \frac{4}{0,6 \,.\, 10 \,.\, 4,429 \sqrt{0,5}} = 0,213 \text{ m}.$$

3. Man will die Wassermasse bestimmen, welche durch eine Schutzöffnung, wie Fig. 118, strömt, deren Weite $b = 6$ m und Höhe $BD = a_1 + a_2 = 0,4$ m ist, wenn die Druckhöhe $AC = h = 0,6$ m, und der Wasserstand über der Schwelle, $a_2 = 0,15$ m beträgt. Man hat hier:

$$\mu b \sqrt{2g} = 0,6 \,.\, 6 \,.\, 4,429 = 15,944,$$

ferner

$$a_2 \sqrt{h} = 0,15 \sqrt{0,6} = 0,116$$

und

$$a_1 \sqrt{h - \frac{a_1}{2}} = (0,4 - 0,15) \sqrt{0,6 - \frac{0,25}{2}} = 0,172,$$

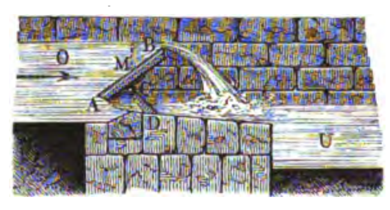
daher die gesuchte Wassermenge nach (6):

$$Q = 15,944\,(0,116 + 0,172) = 4,592 \text{ cbm}.$$

Anmerkung. Setzt man ein Schützenwerk über die Kappe eines Ueberfallwehres, so erhält man einen vereinigten **Schleusenüberfall**. Auch hat man noch sogenannte **bewegliche Wehre**, wo die Höhe der Ueberfallschwelle nach Bedürfniß verändert, und zwar bei Hochwasser verkleinert und bei Niederwasser vergrößert werden kann. Die einfachsten Wehre dieser Art sind die **Balkenwehre**, wo die den Aufstau bewirkende Wand aus lose über einander liegenden Balken oder Pfosten besteht, nächstdem gehören auch hierher die sogenannten **Nadelwehre**, wo diese Wand aus aufrecht stehenden Pfosten, den sogenannten Nadeln, gebildet wird, welche an ihren oberen Enden mit einander durch ein starkes Seil verbunden sind, und sich übrigens gegen einen festen Rahmen stemmen. Die beweglichen Wehre im eigentlichen Sinne bestehen aus Schützen oder Fallthüren, welche sich bei hohem Wasserstande von selbst öffnen und bei niedrigem Wasserstande von selbst verschließen. Ein einfaches Wehr dieser Art ist in Fig. 119 abgebildet, O ist das Ober-, sowie U das Unterwasser, und AB eine um C drehbare Fallthür, welche eine verticale Stellung annimmt und sich mit

ihrem Fuße A gegen die Schwelle D stemmt, wenn der Oberwasserspiegel bis auf eine gewisse Höhe herabsinkt, und dagegen sich dreht und öffnet, wenn der Wasserspiegel auf eine gewisse Höhe steigt. Steht dieser Wasserspiegel an der oberen Kante B der Klappe, so befindet sich (nach Thl. I) der Mittelpunkt M des Wasserdruckes auf AB um $BM = \frac{2}{3} BA$ unter B; es ist daher auch die Drehaxe C so anzubringen, daß sie in der Richtung von AB, von B doppelt so viel absteht als von A. Man kann nun leicht ermessen, daß sich die Klappe von links nach rechts drehen und folglich öffnen muß, wenn der Wasserspiegel über B steigt, und daß sie sich von rechts nach links drehen und folglich schließen muß, wenn der Wasserspiegel unter B herabsinkt. Es gehört hierher auch die selbstwirkende Schütze von Chaubart, welche sich wälzend dreht (s. „Civilingenieur" Bd. III, 1857).

Fig. 119.



Die beweglichen Wehre haben mit den Schleusenwehren vor den einfachen Ueberfällen den Vorzug, daß durch sie beim Eintritt des Hochwassers der übermäßige Aufstau, wobei leicht Ueberschwemmungen eintreten und ein starkes Ablagern von Schlamm vorkommt, verhindert wird.

§. 38. Die Stauverhältnisse bei lichten Wehren, Brückenpfeilern und Buhnen sind fast ebenso zu ermitteln, wie die bei Ueberfällen. Bei dem lichten Wehre BE, Fig. 120, erfolgt dadurch eine Aufstauung, daß die Flußbreite AC hinter dem Wehrdamme in die kleinere Breite AB übergeht. Wenn nun der Seitencanal D ganz geschlossen ist (was wir der Sicherheit

Fig. 120.

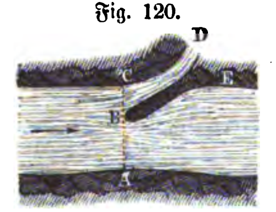
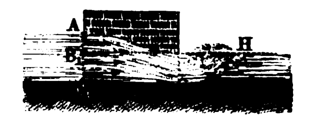


Fig. 121.



wegen voraussetzen wollen), so muß das ganze Wasser Q durch den verengten Raum AB hindurchfließen. Setzt man nun die Breite $AB = b$, die Stauhöhe AB_1, Fig. 121, $= h$, und die Höhe $B_1 C_1$ des Unterwassers $= a$, so hat man die frei über dem Unterwasser ausfließende Wassermenge:

$$Q_1 = \frac{2}{3} \mu b \sqrt{2 g h^3},$$

und das im Unterwasser abfließende Wasserquantum:

$$Q_2 = \mu b a \sqrt{2 g h},$$

daher das ganze Abflußquantum:

$$Q = \mu b \sqrt{2 g h} \left(\frac{2}{3} h + a\right).$$

Umgekehrt folgt daher die einer gegebenen Stauhöhe h entsprechende Breite des Abflußwassers:

$$b = \frac{Q}{\mu\,(^2/_3\,h + a)\sqrt{2gh}}.$$

Ist die Aufstauung (h) klein, oder die Geschwindigkeit des Wassers groß, so muß man noch die Geschwindigkeit des ankommenden Wassers berücksichtigen. Bezeichnet wieder k die Geschwindigkeitshöhe des ankommenden Wassers, so hat man:

$$Q_1 = {}^2/_3\,\mu b \sqrt{2g}\,[(h + k)^{3/2} - k^{3/2}],$$

sowie

$$Q_2 = \mu b a \sqrt{2g\,(h + k)},$$

und daher:

$$Q = \mu b \sqrt{2g}\,\left\{^2/_3\,[(h + k)^{3/2} - k^{3/2}] + a\,(h + k)^{1/2}\right\},$$

also umgekehrt:

$$b = \frac{Q}{\mu \sqrt{2g}\,\left\{^2/_3\,[(h + k)^{3/2} - k^{3/2}] + a\,(h + k)^{1/2}\right\}} \quad . \quad (4^a)$$

Während bei der freien Bewegung des Wassers in Flußbetten die Geschwindigkeit im Wasserspiegel am größten ist und dieselbe nach dem Boden zu immer mehr und mehr abnimmt (Bd. I), findet bei dem durch irgend eine Ursache aufgestauten Wasser ein anderes Verhältniß statt, es nimmt nämlich hier die Geschwindigkeit von der Oberfläche des Oberwassers allmälig zu bis zur Oberfläche des Unterwassers, und von da an bis zur Sohle wieder, jedoch nur wenig, ab; es findet also eine Geschwindigkeitsveränderung statt, wie sie durch die Pfeile in Fig. 121 angedeutet wird. Die Richtigkeit dieses Verhältnisses folgt daraus, daß das Wasser über dem Unterwasserspiegel unter einer von o bis h wachsenden, unter demselben aber unter der constanten Druckhöhe h abfließt, während bei der ungehinderten Bewegung die Druckhöhe in allen Tiefen = Null ist.

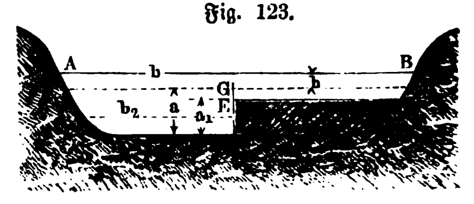
Die obige Formel (4^a) findet ihre Anwendung auch bei Brückenpfeilern, wenn man hier unter b die Summe der Strombreiten zwischen den Pfeilern versteht. Um die den Pfeilern und dem Grundbette nachtheilige Wellen- und Wirbelbewegung des Wassers zwischen den Pfeilern und hinter denselben so viel wie möglich zu vermeiden, sind Vorder- und Hintertheil der Brückenpfeiler AB, Fig. 122 (a. f. S.), zuzuschärfen oder abzurunden. Ist der Vordertheil stumpf zugeschärft, so hat man $\mu = 0{,}90$ anzunehmen, ist er aber spitz zugeschärft oder halb cylindrisch geformt, so kann man $\mu = 0{,}95$ setzen, und ist derselbe gar elliptisch geformt, oder, wie in Fig. 122, aus zwei Kreisbögen zusammengesetzt, so fällt μ sogar 0,97 oder nahe 1 aus (s. Gauthey's Traité de la construction des ponts, T. I.).

Anmerkung. Wenn der das Querprofil eines fließenden Wassers verengende Einbau, z. B. eine Buhne, nicht aus dem Wasser hervorragt, so kann man das ganze Wasserquantum Q aus drei Theilen zusammensetzen. Liegt die Dammkappe EF, Fig. 123, unter dem Unterwasserspiegel CD, und bezeichnet h

Fig. 122.



Fig. 123.



die Stauhöhe, sowie b die Breite AB des ganzen Querprofiles, so haben wir das durch das Querpofil $ABDC$ abfließende Wasserquantum:

$$Q_1 = \frac{2}{3} \mu b \sqrt{2g}\,[(h + k)^{3/2} - k^{3/2}],$$

ferner das durch das übrige über dem Einbaue und unter constantem Drucke h abfließende Wasserquantum, wenn a die Tiefe GH des Unterwassers, b_1 die Breite EF des Einbaues, und a_1 die Höhe EH des Einbaues bezeichnet:

$$Q_2 = \mu b_1 (a - a_1) \sqrt{2g(h + k)},$$

und endlich das neben dem Einbaue unter dem constanten Drucke h abfließende Wasser:

$$Q_3 = \mu b_2 a \sqrt{2g(h + k)},$$

es ist also:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3$$
$$= \frac{2}{3} \mu b \sqrt{2g}\,[(h + k)^{3/2} - k^{3/2}] + \mu (ba - b_1 a_1) \sqrt{2g(h + k)},$$

und es läßt sich hiernach auch die einer gegebenen Stauhöhe entsprechende Höhe oder Breite des Einbaues berechnen. Ist hingegen $C_1 D_1$ der Unterwasserspiegel, steht also die Dammkappe über dem Unterwasser, so hat man:

$$Q = \frac{2}{3} \mu b_1 \sqrt{2g}\,[(a + h - a_1 + k)^{3/2} - k^{3/2}]$$
$$+ \frac{2}{3} \mu b_2 \sqrt{2g}\,[(h + k)^{3/2} - k^{3/2}] + \mu a b_2 \sqrt{2g(h + k)}.$$

Beispiel. Welche Länge ist dem Damme BE (Fig. 120) zu geben, damit durch ihn der 180 m breite, 2,5 m tiefe und 500 cbm liefernde Fluß AC um 0,2 m höher gestaut werde? Es ist:

$$k = 0{,}051 \left(\frac{500}{180 \,.\, 2{,}5}\right)^2 = 0{,}063 \text{ m},$$

nehmen wir nun noch $\mu = 0{,}9$ an, so erhalten wir die Breite des verengten Wasserstromes nach (4ᵃ):

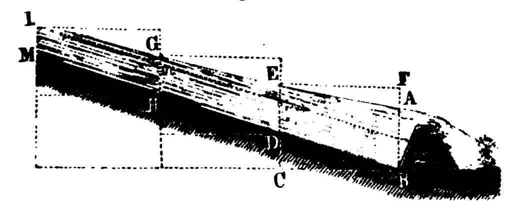
$$BC = b = \frac{500}{0{,}9 \,.\, 4{,}429\,[\frac{2}{3}(0{,}263^{3/2} - 0{,}063^{3/2}) + 2{,}5 \,.\, 0{,}263^{1/2}]}$$
$$= \frac{500}{3{,}986\,(0{,}0794 + 1{,}283)} = 92{,}07 \text{ m},$$

daher die gesuchte Dammerstreckung

$$AB = b_1 = 180 - 92{,}07 = rot\ 88 \text{ m}.$$

Stauweite. Um nun die andere wichtige Frage zu beantworten, **nach welchem Gesetze die Stauhöhe oberhalb des Wehres abnimmt**, kann die in Thl. I abgehandelte Theorie der ungleichförmigen Bewegung des Wassers zur Anwendung gebracht werden. Zu dem Ende denke man sich die aufgestaute Strecke AL, Fig. 124, oberhalb des Wehres AKB in einzelne kleine Stücke wie BD, DH, HM ... zerschnitten, §. 39.

Fig. 124.



und betrachte diese Stücke einzeln. Es sei für irgend eine dieser Strecken, wie z. B. DH unter F_o und F_u der Querschnitt des Wassers am oberen, bezw. am unteren Punkte, ebenso unter a_o und a_u die Tiefe daselbst, und unter p der mittlere Umfang des Profils in der gedachten Strecke verstanden. Bezeichnet ferner Q das durch alle Profile fließende Wasserquantum, so kann man die Geschwindigkeiten des Wassers in dem oberen, und dem unteren Endpunkte der betrachteten Strecke offenbar gleich

$$v_o = \frac{Q}{F_o} \text{ und } v_u = \frac{Q}{F_u}$$

setzen.

Wenn endlich l die Länge der betrachteten Strecke BD, DH, HM und α der Neigungswinkel des Flußbettes daselbst gegen den Horizont bedeutet, so erhält man das totale Gefälle einer solchen Strecke gleich dem Niveauunterschiede zwischen dem Anfangs- und Endprofile, also zu

$$h = a_o + l \sin \alpha - a_u \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

Das Wasser tritt in die Strecke am oberen Endpunkte mit der Geschwindigkeit $v_o = \frac{Q}{F_o}$ entsprechend der Geschwindigkeitshöhe

$$k_o = \frac{v_o^2}{2g} = \left(\frac{Q}{F_o}\right)^2 \frac{1}{2g}$$

ein, und nimmt die Geschwindigkeit v_u entsprechend der Geschwindigkeitshöhe

$$k_u = \frac{v_u^2}{2g} = \left(\frac{Q}{F_u}\right)^2 \frac{1}{2g}$$

mit fort. Für den Beharrungszustand der Bewegung ergiebt sich daher direct,

daß durch die Widerstände der betrachteten Strecke eine Gefällshöhe aufgebraucht ist, die sich bestimmt zu

$$w = k_o + h - k_u = a_o - a_u + l \sin\alpha + \frac{Q^2}{2g}\left(\frac{1}{F_o{}^2} - \frac{1}{F_u{}^2}\right) \quad (2)$$

Der Widerstand des Flußbettes von der Länge l, dem benetzten Umfange p und dem durchschnittlichen Querschnitte $F = \frac{F_o + F_u}{2}$ bestimmt sich nun für eine durchschnittliche Wassergeschwindigkeit v zu

$$w = \zeta l \frac{p}{F} \frac{v^2}{2g},$$

oder, wenn man genau genug

$$v^2 = \frac{v_o{}^2 + v_u{}^2}{2} = \frac{Q^2}{2}\left(\frac{1}{F_o{}^2} + \frac{1}{F_u{}^2}\right)$$

setzt, zu

$$w = \zeta l \frac{p}{F_o + F_u}\left(\frac{1}{F_o{}^2} + \frac{1}{F_u{}^2}\right)\frac{Q^2}{2g} \quad \ldots \quad (3)$$

worin ζ den erfahrungsgemäß zu wählenden Widerstandscoefficienten (s. Thl. I) bedeutet. Durch Gleichsetzung der beiden Werthe von w in (2) und (3) ergiebt sich daher schließlich nach einfacher Reduction

$$l = \frac{a_u - a_o - \left(\frac{1}{F_o{}^2} - \frac{1}{F_u{}^2}\right)\frac{Q^2}{2g}}{\sin\alpha - \zeta \frac{p}{F_o + F_u}\left(\frac{1}{F_o{}^2} + \frac{1}{F_u{}^2}\right)\frac{Q^2}{2g}} \quad \ldots \quad (4)$$

Diese Gleichung kann dazu dienen für beliebige Differenzen $a_u - a_o$ der Wassertiefen zweier Querschnitte die Entfernung l dieser Querschnitte und damit die Stauverhältnisse oberhalb des Wehres zu bestimmen.

Will man andererseits für eine gewisse Entfernung l vom Wehre die Wassertiefe a bestimmen, so kann dies durch Interpolation geschehen, nachdem man, wie oben angegeben, für eine größere Anzahl von Tiefendifferenzen $a_u - a_o$ die Längen l der einzelnen Strecken bestimmt hat.

Für den Fall, daß die Breite b der Flußstrecke constant angenommen werden kann, vereinfacht sich die gefundene Gleichung (4) für l noch, indem man

$$\left(\frac{1}{F_o{}^2} - \frac{1}{F_u{}^2}\right)\frac{Q^2}{2g} = \frac{F_u{}^2 - F_o{}^2}{F_o{}^2}\frac{v_u{}^2}{2g} = \frac{a_u{}^2 - a_o{}^2}{a_o{}^2}\frac{v_u{}^2}{2g},$$

annähernd

$$= 2\,\frac{a_u - a_o}{a_u}\,\frac{v_u{}^2}{2g}$$

und ebenso

$$\frac{p}{F_o + F_u}\left(\frac{1}{F_o^2} + \frac{1}{F_u^2}\right)\frac{Q^2}{2g} = \frac{p}{(a_o + a_u)\,b}\,\frac{a_o^2 + a_u^2}{a_o^2}\,\frac{v_u^2}{2g}$$

annähernd

$$= \frac{p}{a_u b}\,\frac{v_u^2}{2g}$$

setzt, so daß man hiermit

$$l = \frac{(a_u - a_o)\left(1 - \frac{2}{a_u}\,\frac{v_u^2}{2g}\right)}{\sin\alpha - \zeta\,\frac{p}{a_u b}\,\frac{v_u^2}{2g}} \quad \ldots\ldots \quad (5)$$

oder

$$a_u - a_o = \frac{\sin\alpha - \zeta\,\frac{p}{a_u b}\,\frac{v_u^2}{2g}}{1 - \frac{2}{a_u}\,\frac{v_u^2}{2g}}\,l. \quad \ldots\ldots \quad (6)$$

erhält.

Führt man hierin für b die Breite, für p den Umfang des Profils und für v_u die Geschwindigkeit am Wehre ein, so giebt diese Formel für eine nicht zu große Strecke l die Veränderung $a_u - a_o$ der Wassertiefe und durch wiederholte Anwendung derselben Formel kann man die Wassertiefen für beliebige Punkte bestimmen.

Beispiele. 1. In einem 30 m breiten, 1,2 m tiefen Flusse, welcher 40 cbm Wasser führt, soll ein Wehr gebaut werden, um das Wasser 1 m hoch aufzustauen; die Stauverhältnisse oberhalb des Wehres sind zu ermitteln?

Vor der Aufstauung ist die Geschwindigkeit des Wassers

$$v = \frac{40}{30\,.\,1{,}2} = 1{,}111 \text{ m},$$

daher nach der Tabelle in Thl. I der Widerstandscoefficient

$$\zeta = 0{,}00780$$

und die Neigung des Grundbettes

$$\sin\alpha = 0{,}0078\,\frac{p}{F}\,\frac{v^2}{2g}.$$

Setzt man hierin $p = 32$ m, $F = 30\,.\,1{,}2 = 36$ cbm, $v = 1{,}111$ m und $\frac{1}{2g} = 0{,}051$, so folgt

$$\sin\alpha = 0{,}0078\,\frac{32}{36}\,0{,}051\,.\,1{,}111^2 = 0{,}000437.$$

Die Wassertiefe unmittelbar am Wehre ist $1{,}2 + 1 = 2{,}2$ m, und es seien nun die Entfernungen zu bestimmen, wo diese Tiefe 2 m, 1,8 m, 1,6 m, 1,4 m... beträgt. Setzt man in der Formel (4) daher $a_u - a_o = 0{,}2$ m, $F_u = 30\,.\,2{,}2 = 66$ qm, $F_o = 30\,.\,2 = 60$ qm, $Q = 40$ cbm, $\sin\alpha = 0{,}000437$, p etwa gleich 34 m und für ζ entsprechend der mittleren Geschwindigkeit

$$\frac{2\,Q}{F_u + F_o} = \frac{80}{126} = 0{,}635 \text{ m}$$

den Werth $\zeta = 0{,}0081$, so ergiebt sich die gesuchte Entfernung:

$$l_1 = \frac{0{,}2 - \left(\frac{1}{60\,.\,60} - \frac{1}{66\,.\,66}\right) 0{,}051\,.\,40\,.\,40}{0{,}000437 - 0{,}0081\,\frac{34}{126}\left(\frac{1}{60\,.\,60} + \frac{1}{66\,.\,66}\right) 0{,}051\,.\,40\,.\,40}$$

$$= \frac{0{,}19606}{0{,}0003464} = 566 \text{ m.}$$

Sucht man in derselben Art die Länge l_2, für welche die Wassertiefe um fernere 0,2 m vermindert ist, so hat man in derselben Formel

$$a_u - a_o = 0{,}2,\; F_u = 60,\; F_o = 30\,.\,1{,}8 = 54$$

zu setzen, und wenn man $p = 33{,}6$ und ζ einer mittleren Wassergeschwindigkeit

$$v = \frac{80}{114} = 0{,}702 \text{ m}$$

entsprechend zu $\zeta = 0{,}0080$ annimmt, so erhält man die Länge dieser zweiten Strecke

$$l_2 = \frac{0{,}2 - \left(\frac{1}{54\,.\,54} - \frac{1}{60\,.\,60}\right) 0{,}051\,.\,40\,.\,40}{0{,}000437 - 0{,}0080\,\frac{33{,}6}{114}\left(\frac{1}{54\,.\,54} + \frac{1}{60\,.\,60}\right) 0{,}051\,.\,40\,.\,40}$$

$$= \frac{0{,}19469}{0{,}000318} = 612 \text{ m.}$$

Für die weiteren Wiederholungen genügt es, die Ansätze hier hinzuschreiben. Für die Strecke zwischen

$$a_u = 1{,}8$$

und

$$a_o = 1{,}6$$

ist

$$F_u = 54;\; F_o = 30\,.\,1{,}6 = 48;\; p = 33;\; v = \frac{80}{102} = 0{,}784;\; \zeta = 0{,}0079;$$

$$l_3 = \frac{0{,}2 - \left(\frac{1}{48\,.\,48} - \frac{1}{54\,.\,54}\right) 81{,}6}{0{,}000437 - 0{,}0079\,\frac{33}{102}\left(\frac{1}{48\,.\,48} + \frac{1}{54\,.\,54}\right) 81{,}6}$$

$$= \frac{0{,}19257}{0{,}000275} = 700 \text{ m.}$$

Für die Strecke zwischen

$$a_u = 1{,}6$$

und

$$a_o = 1{,}4$$

ist

$$F_u = 48,\; F_o = 42,\; p = 32{,}5,\; v = \frac{80}{90} = 0{,}889 \text{ m},\; \zeta = 0{,}0079,$$

daher

$$l_4 = \frac{0{,}2 - \left(\frac{1}{42\,.\,42} - \frac{1}{48\,.\,48}\right) 81{,}6}{0{,}000437 - 0{,}0079\,\frac{32{,}5}{90}\left(\frac{1}{42\,.\,42} + \frac{1}{48\,.\,48}\right) 81{,}6}$$

$$= \frac{0{,}18915}{0{,}000204} = 927 \text{ m.}$$

Für die Strecke zwischen $a_u = 1{,}4$ und der ursprünglichen Wassertiefe $a_o = 1{,}2$ m erhält man

$$l_5 = \infty.$$

Es ist also $566 + 612 + 700 + 927 = 2805$ m oberhalb des Wehres die Stauhöhe noch 0,2 m und dieselbe nimmt erst weiter hinauf unendlich langsam ab.

2. Wie groß ist die Stauhöhe in einer Entfernung von 1500 m oberhalb des Wehres? Nach der vorstehenden Rechnung beträgt die Stauhöhe in $566 + 612 = 1178$ m oberhalb des Wehres noch 0,6 m und in $566 + 612 + 700 = 1878$ m noch 0,4 m. Man kann daher annähernd für die zwischenliegende Flußstrecke die Stauhöhe zu $\frac{0{,}2}{700} = 0{,}000286$ m für jeden Meter Länge annehmen. Folglich wird die Stauhöhe in 1500 m Entfernung vom Wehre noch

$$0{,}6 - (1500 - 1178)\,\frac{0{,}2}{700} = 0{,}508 \text{ m}$$

betragen.

Man kann diese Stauhöhe auch direct nach der Formel (6) berechnen, wenn man die letztere wiederholt für kleinere Strecken anwendet. Denkt man etwa die Entfernung von 1500 m in drei gleiche Strecken von je 500 m Länge getheilt, so hat man für die erste Strecke in der Formel (6):

$$a_u = 2{,}2 \text{ m},\ p = 34,\ b = 30 \text{ m},\ v_u = \frac{40}{30\,.\,2{,}2} = 0{,}606 \text{ m}$$

und

$$\zeta = 0{,}00812$$

zu setzen und erhält:

$$a_u - a_o = \frac{0{,}000437 - 0{,}00812\,\frac{34}{2{,}2\,.\,30}\,0{,}051\,.\,0{,}606^2}{1 - \frac{2}{2{,}2}\,0{,}051\,.\,0{,}606^2}\,500$$

$$= \frac{0{,}0003586}{0{,}9830}\,500 = 0{,}183 \text{ m.}$$

Für die zweite Strecke ist daher

$$a_u = 2{,}2 - 0{,}183 = 2{,}017 \text{ m},\ p = 33{,}6,\ v_u = \frac{40}{30\,.\,2{,}017} = 0{,}661$$

und

$$\zeta = 0{,}00807,$$

daher

$$a_u - a_o = \frac{0{,}000437 - 0{,}00807\,\frac{33{,}6}{2{,}017\,.\,30}\,0{,}051\,.\,0{,}661^2}{1 - \frac{2}{2{,}017}\,0{,}051\,.\,0{,}661^2}\,500$$

$$= \frac{0{,}000336}{0{,}978}\,500 = 0{,}172 \text{ m.}$$

Hiermit hat man für die dritte Strecke

$$a_u = 2,017 - 0,172 = 1,845 \text{ m}; \; p = 33 \text{ m};$$

$$v_u = \frac{40}{30 \,.\, 1,845} = 0,724 \text{ m}; \; \zeta = 0,0080;$$

also

$$a_u - a_o = \frac{0,000437 - 0,008 \dfrac{33}{1,845 \,.\, 30} 0,051 \,.\, 0,724^2}{1 - \dfrac{2}{1,845} 0,051 \,.\, 0,724^2} 500$$

$$= \frac{0,000309}{0,971} 500 = 0,159 \text{ m}.$$

Demnach folgt die Wassertiefe unmittelbar oberhalb des Wehres um

$$0,183 + 0,172 + 0,159 = 0,514 \text{ m}$$

größer als in 1500 m Entfernung und es beträgt daher der Stau daselbst nach

$$1 - 0,514 = 0,486 \text{ m},$$

also um 22 mm weniger als die oben angegebene Interpolationsrechnung ergab.

§. 40. **Wasserschwelle.** Die im vorhergehenden Paragraphen gefundenen Formeln (5) und (6) ergeben interessante Verhältnisse des Aufstauens. Aus der Gleichung (5):

$$l = \frac{(a_u - a_o)\left(1 - \dfrac{2}{a_u} \dfrac{v_u^2}{2\,g}\right)}{\sin \alpha - \zeta \dfrac{p}{a_u b} \dfrac{v_u^2}{2\,g}} \quad \ldots \ldots \quad (5)$$

erkennt man zunächst, daß mit zunehmender Geschwindigkeit v_u ebensowohl der Zähler, wie der Nenner gleich Null werden kann.

Setzt man zunächst das letztere voraus, d. h.

$$\sin \alpha = \zeta \frac{p}{a_u b} \frac{v_u^2}{2\,g} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (7)$$

so findet man $l = \infty$. Es ist auch leicht zu ersehen, daß diese Bedingungsgleichung erst in unendlicher Erstreckung oberhalb des Wehres erfüllt sein kann, denn die Gleichung (7) besagt, daß das relative Gefälle oder der Abhang pro Längeneinheit $\sin \alpha$ gerade genügen soll, die Bewegungswiderstände des gestauten Wassers zu bewältigen, und da dieses vor dem Einbau des Wehres hinsichtlich des ungestauten Wassers ebenfalls der Fall war, denn dafür galt offenbar $\sin \alpha = \zeta \dfrac{p}{a\,b} \dfrac{v^2}{2\,g}$, so folgt, daß die Verhältnisse des gestauten Wassers im Wesentlichen mit denen des ungestauten übereinstimmen müssen, was nur in großer Entfernung oberhalb des Wehres annähernd möglich sein wird.

Setzt man andererseits in der Gleichung (5) den Zähler gleich Null, also

$$1 = \frac{2}{a_u}\frac{v_u^2}{2g} \text{ oder } \frac{v_u^2}{2g} = \frac{a_u}{2},$$

d. h. nimmt man an, daß die Geschwindigkeitshöhe gleich der halben Wassertiefe ist, so erkennt man leicht, daß dieser Zustand einen Grenzfall bildet

Fig. 125.

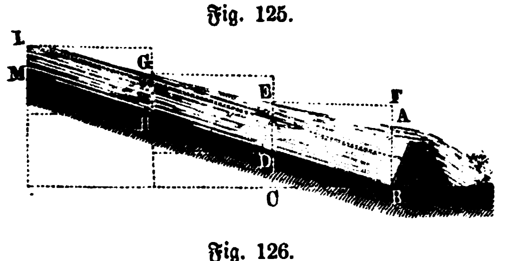


Fig. 126.



zwischen den beiden durch Fig. 125 und 126 dargestellten Anschlüssen des Wassers oberhalb des Wehres, welche beiden Fälle sich dadurch unterscheiden, daß in Fig. 125 der Wasserspiegel eine hohle Fläche $AEGL$, in Fig. 126 dagegen eine erhabene Fläche AEG bildet. Dies erkennt man am einfachsten aus der Gleichung (6):

$$a_u - a_o = \frac{\sin\alpha - \zeta\frac{p}{a_u b}\frac{v_u^2}{2g}}{1 - \frac{2}{a_u}\frac{v_u^2}{2g}}\, l \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

Hiernach wird, vorausgesetzt, daß der Zähler positiv ist, die Differenz der Wassertiefen $a_u - a_o$ mit dem Nenner zugleich positiv oder negativ, also die Wassertiefe nimmt nach oben hin ab, Fig. 125, wenn $\frac{v_u^2}{2g} < \frac{a_u}{2}$ ist, dagegen nimmt sie bis zu einem gewissen Punkte zu, wenn $\frac{v_u^2}{2g} > \frac{a_u}{2}$ ist. In diesem letzteren Falle entsteht im Wasserspiegel, Fig. 126, bei EG ein Sprung oder eine sogenannte Wasserschwelle.

Wie schon erwähnt, wurde vorausgesetzt, daß der Zähler in (6) positiv sei, d. h. daß $\sin\alpha > \zeta\frac{p}{a_u b}\frac{v_u^2}{2g}$ ist. Setzt man hierin $\frac{v_u^2}{2g} = \frac{a_u}{2}$ und annähernd $p = b$, so erhält man die Bedingung, unter welcher ein Sprung oder eine Wasserschwelle zu erwarten ist: $\sin\alpha > \frac{1}{2}\zeta$, d. h. der Abhang

muß größer sein, als der halbe Reibungscoefficient. Setzt man durchschnittlich $\zeta = 0{,}008$, so muß $\sin \alpha > 0{,}004$, d. h. das relative Gefälle größer als $\frac{1}{250}$ sein. In der Regel haben die Flüsse und Canäle ein kleineres relatives Gefälle, daher kommt auch bei ihnen die gedachte Wasserschwelle nicht leicht vor.

Die Höhe $EH = x$ des Sprunges, Fig. 126, ergiebt sich aus der Geschwindigkeit v des ankommenden und aus der Geschwindigkeit v_1 des fortfließenden Wassers, indem man setzt:

$$x = \frac{v^2 - v_1^2}{2g},$$

oder da $av = (a + x)\, v_1$, also

$$v_1 = \frac{a}{a + x}\, v$$

ist,

$$x = \left[1 - \left(\frac{a}{a + x}\right)^2\right] \frac{v^2}{2g},$$

woraus

$$x = \frac{v^2}{4g} - a + \sqrt{\frac{v^2}{2g}\left(a + \frac{v^2}{8g}\right)}$$

folgt.

Hiernach fällt dem Vorhergehenden gemäß, für $\frac{v^2}{2g} = \frac{a}{2}$

$$x = -\, {}^3/_4\, a + {}^3/_4\, a = 0$$

aus, dagegen ist für $\frac{v^2}{2g} = a$,

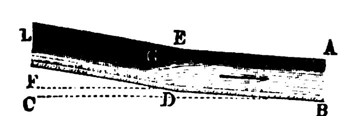
$$x = -\frac{a}{2} + \frac{a}{2}\sqrt{5} = 0{,}618\, a,$$

für $\frac{v^2}{2g} = 2a$,

$$x = a\sqrt{3} = 1{,}732\, a \text{ u. s. w.}$$

Anmerkung. Die eben behandelte Wasserschwelle beobachtete zuerst Bidone in einem nur 0,3 m breiten Gerinne mit dem mittleren Neigungsverhältnisse $\alpha = 0{,}033$. Es bildet sich dieselbe aber nicht allein beim aufgestauten Wasser, sondern auch in dem Falle, wenn, wie Fig. 127 vor Augen führt, die Neigung des Gerinnes oder Flußbettes sich ändert, wie der Verfasser oft Gelegenheit gehabt hat, zu beobachten. Ist das Neigungsverhältniß des oberen Theiles größer als $^1/_2\, \zeta$ und das Neigungsverhältniß des unteren kleiner, so bildet sich an dem Wechsel oder der Uebergangsstelle stets ein

Fig. 127.



Sprung, in welchem die der größeren Neigung entsprechende kleinere Wassertiefe in die der kleineren Neigung entsprechende größere Wassertiefe übergeht.

Staucurve. Die Gleichung der Staucurve, welche von dem verticalen Längenschnitte der gestauten Wasseroberfläche gebildet wird, läßt sich wie folgt ermitteln. Es bezeichne a die Tiefe $AE = BD$, Fig. 128, des freifließenden Wassers, dessen mittlere Geschwindigkeit vor der Aufstauung §. 41.

Fig. 128.



gleich c sein möge. Es sei ferner $h = EK$ die Stauhöhe des Flusses unmittelbar am Wehre und $y = DL$ diese Stauhöhe in einem Abstande $ED = x$ oberhalb vom Wehre, α bezeichne wieder das relative Gefälle oder den Neigungswinkel BAC des Flußbettes, bezw. der ungestauten Wasserfläche gegen den Horizont, und unter ∂x sei eine kleine Länge DD_1 verstanden, ebenso soll das Wachsthum (negatives) der Stauhöhe von D bis D_1 $DL - D_1 L_1 = a_u - a_o$ mit $-\partial y$ bezeichnet werden. Mit Rücksicht hierauf hat man offenbar in der Grundgleichung (6) des §. 39:

$$a_u - a_o = \frac{\sin\alpha - \zeta \frac{p}{a_u b} \frac{v_u^2}{2g}}{1 - \frac{2}{a_u} \frac{v_u^2}{2g}}\, l,$$

wenn man dieselbe auf die kleine Strecke DD_1 anwendet, für a_u den Werth $a + y$, für die Geschwindigkeit v_u den Werth $\frac{a}{a+y} c$, für $a_u - a_o$ den Werth $-\partial y$ und für l denjenigen ∂x einzuführen, so daß man, wenn noch $p = b$ gesetzt wird, die Differentialgleichung:

$$-\partial y = \frac{\sin\alpha - \zeta \frac{a^2}{(a+y)^3} \frac{c^2}{2g}}{1 - \frac{2a^2}{(a+y)^3} \frac{c^2}{2g}}\, \partial x \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

erhält. Da vor dem Einbauen des Wehres der Bewegungszustand des ungestauten Wassers durch die Gleichung:

$$\sin\alpha = \alpha = \zeta \frac{1}{a} \frac{c^2}{2g}$$

gekennzeichnet ist, so hat man

$$\zeta \frac{c^2}{2g} = a\alpha,$$

und erhält mit diesem Werthe aus (1):

$$-\partial y \frac{(a+y)^3 - 2a^2 \frac{c^2}{2g}}{(a+y)^3 - a^3} = \alpha \partial x,$$

oder, wenn man hierin der Kürze halber

$$\frac{c^2}{2g} = k \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (2)$$

und $a + y = y_1$, also

$$\partial y = \partial y_1 \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (3)$$

setzt:

$$\alpha \partial x = -\frac{y_1^3 - 2a^2 k}{y_1^3 - a^3} \partial y_1 \quad \ldots \ldots \ldots \quad (4)$$

Durch Integration erhält man hieraus

$$\alpha x = -y_1 - a^2(a-2k) \int \frac{\partial y_1}{y_1^3 - a^3} = -y_1 + (a-2k) \int \frac{\partial \frac{y_1}{a}}{1 - \left(\frac{y_1}{a}\right)^3}$$

$$= -y_1 + (a-2k) \int \frac{\partial z}{1-z^3} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (5)$$

wenn

$$z = \frac{y_1}{a} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (6)$$

gesetzt wird.

Um das Integral $\int \frac{\partial z}{1-z^3}$ zu bestimmen, setze man

$$\frac{1}{1-z^3} = \frac{1}{(1-z)(1+z+z^2)} = \frac{A}{1-z} + \frac{B+Cz}{1+z+z^2} \quad (7)$$

wobei A, B und C sich bestimmen aus

$$1 = A(1+z+z^2) + (B+Cz)(1-z)$$

oder

$$0 = A + B - 1 + (A - B + C)z + (A - C)z^2.$$

Diese Gleichung ist nur erfüllbar für $A + B = 1$, $A + C = B$ und $A = C$, d. h. es ist $A = C = \frac{1}{3}$ und $B = \frac{2}{3}$.

Mit diesen Werthen schreibt sich daher (7):

$$\frac{1}{1-z^3} = \frac{1}{3}\left(\frac{1}{1-z} + \frac{2+z}{1+z+z^2}\right)$$

und man hat demnach:

$$\int\frac{\partial z}{1-z^3} = \frac{1}{3}\int\frac{\partial z}{1-z} + \frac{1}{3}\int\frac{2+z}{1+z+z^2}\,\partial z = W + U \quad (8)$$

wenn die beiden Integrale mit W und U bezeichnet werden. Nun ist nach einer bekannten Integralformel

$$\int\frac{\partial z}{1-z} = -\int\frac{\partial\,(1-z)}{1-z} = -\,log\;nat\;(1-z),$$

so daß man also

$$W = \frac{1}{3}\int\frac{\partial z}{1-z} = -\frac{1}{3}\,log\;nat\;(1-z)\;.\;.\quad (9)$$

hat.

Um auch U zu bestimmen, schreibe man:

$$1+z+z^2 = \frac{3}{4} + \left(\frac{1}{2}+z\right)^2 = \frac{3}{4}\left[1+\frac{4}{3}\left(\frac{1}{2}+z\right)^2\right] = \frac{3}{4}(1+u^2),$$

indem man

$$u = \sqrt{\frac{4}{3}}\left(\frac{1}{2}+z\right) = \frac{1+2z}{\sqrt{3}}\;.\;.\;.\;.\quad (10)$$

also

$$z = \frac{u\sqrt{3}-1}{2} \text{ und } \partial z = \frac{\sqrt{3}}{2}\,\partial u$$

setzt. Hiermit erhält man also für das zweite Integral

$$\int\frac{2+z}{1+z+z^2}\,\partial z = \int\frac{2+\frac{u\sqrt{3}}{2}-\frac{1}{2}}{\frac{3}{4}(1+u^2)}\cdot\frac{\sqrt{3}}{2}\,\partial u$$

$$= \int\frac{u}{1+u^2}\,\partial u + \sqrt{3}\int\frac{\partial u}{1+u^2}$$

$$= \frac{1}{2}\,log\;nat\;(1+u^2) + \sqrt{3}\;arc\;tg\,u\;.\quad (11)$$

Folglich findet man

$$U = \frac{1}{3}\int\frac{2+z}{1+z+z^2}\,\partial z = \frac{1}{6}\,log\,nat\,(1+u^2) + \frac{\sqrt{3}}{3}\,arc\,tg\,u \quad (12)$$

Die Gleichung (5) ergiebt daher nach Einführung des Werthes $\frac{1+2z}{\sqrt{3}}$ für u aus (10)

$$\alpha x = -y_1 + \frac{a-2k}{3}\left[-\log nat(1-z) + \frac{1}{2}\log nat\left(1+\frac{(1+2z)^2}{3}\right)\right.$$
$$\left. + \sqrt{3}\, arc\, tg\frac{1+2z}{\sqrt{3}}\right] + Const.$$
$$= -y_1 + \frac{a-2k}{3}\left[\frac{1}{2}\log nat\frac{4}{3}\frac{1+z+z^2}{(1-z)^2}\right.$$
$$\left. + \sqrt{3}\, arc\, tg\frac{1+2z}{\sqrt{3}}\right] + Const.$$

Setzt man hierin nach (6) und (3)

$$\frac{1+z+z^2}{(1-z)^2} = 1 + \frac{3z}{(1-z)^2} = 1 + \frac{3ay_1}{(a-y_1)^2} = 1 + 3a\frac{a+y}{y^2},$$

und

$$\frac{1+2z}{\sqrt{3}} = \frac{a+2y_1}{a\sqrt{3}} = \frac{3a+2y}{a\sqrt{3}},$$

so erhält man auch:

$$\alpha x = -y + \frac{a-2k}{3}\left[\frac{1}{2}\log nat\frac{4}{3}\left(1+3a\frac{a+y}{y^2}\right)\right.$$
$$\left. + \sqrt{3}\, arc\, tg\frac{3a+2y}{a\sqrt{3}}\right] + Const \quad . \quad . \quad . \quad (13)$$

Die Constante ergiebt sich mit Rücksicht darauf, daß für $x = 0$, $y = h$ sein muß, unter h die Stauhöhe verstanden, daher folgt

$$o = -h + \frac{a-2k}{3}\left[\frac{1}{2}\log nat\frac{4}{3}\left(1+3a\frac{a+h}{h^2}\right)\right.$$
$$\left. + \sqrt{3}\, arc\, tg\frac{3a+2h}{a\sqrt{3}}\right] + Const. \quad . \quad . \quad . \quad (14)$$

und durch Verbindung von (13) und (14) erhält man schließlich:

$$\alpha x = h - y + \frac{a-2k}{3}\left[\frac{1}{2}\log nat\frac{y^2+3a(a+y)}{h^2+3a(a+h)}\frac{h^2}{y^2}\right.$$
$$\left. + \sqrt{3}\left(arc\, tg\frac{3a+2y}{a\sqrt{3}} - arc\, tg\frac{3a+2h}{a\sqrt{3}}\right)\right] \quad . \quad . \quad . \quad (15)$$

Mit Hülfe dieser Formel läßt sich die Entfernung x derjenigen Stelle des Flusses vom Wehre finden, für welche die Aufstauung den Werth y hat.

Für einen kleinen Werth von h und einen sehr kleinen Werth von y in Hinsicht auf a, ist einfach

$$\alpha x = h + \frac{a-2k}{3}\log nat\frac{h}{y} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (15^a)$$

zu setzen. Ist $a = 2k = 2\,\frac{c^2}{2g}$, so fällt $\alpha x = h - y$ aus, und es wird die Staucurve von einer horizontalen Linie HK gebildet. Ist $a < 2k$, so fällt αx kleiner als $h - y$, also y auch kleiner als $h - \alpha x$ aus, und man hat es dann mit der von Bidone zuerst beobachteten Wasserschwelle OK zu thun.

Beispiel. In dem Beispiele zu §. 39 war $a = 1{,}2\,\text{m}$, $h = 1\,\text{m}$, $c = 1{,}111\,\text{m}$, also $k = \frac{c^2}{2g} = 0{,}063$ m und $\alpha = 0{,}000437$ ermittelt. Die Entfernung x des Punktes, in welchem die Stauhöhe noch $y = 0{,}2$ m beträgt, bestimmt sich, wie folgt. Es ist

$$log\; nat\; \frac{0{,}04 + 3\,.\,1{,}2\,.\,1{,}4}{1 + 3\,.\,1{,}2\,.\,2{,}2}\;\frac{1}{0{,}04} = log\; nat\; \frac{5{,}08}{0{,}3568} = 2{,}65589;$$

ferner

$$\frac{3\,.\,1{,}2 + 2\,.\,0{,}2}{1{,}2\sqrt{3}} = tg\; 62^0\; 32{,}5'$$

$$\frac{3\,.\,1{,}2 + 2\,.\,1}{1{,}2\sqrt{3}} = tg\; 69^0\; 38',$$

daher hat man

$$arc\, 62^0 32{,}5 - arc\, 69^0 38' = - arc\, 7^0\, 5{,}5' = -2\,.\,3{,}1415\cdot\frac{7{,}0917}{360} = -0{,}12376$$

und man erhält nach (15) die gesuchte Entfernung zu

$$x = \frac{1 - 0{,}2 + \frac{1{,}2 - 2\,.\,0{,}063}{3}\left(\frac{1}{2}\, 2{,}65589 - \sqrt{3}\,.\,0{,}12376\right)}{0{,}000437}$$

$$= \frac{0{,}8 + 0{,}358\,.\,1{,}1136}{0{,}000437} = \frac{1{,}198668}{0{,}000437} = 2743 \text{ m}.$$

In §. 39 fand sich diese Länge zu 2805 m, also nur um etwa 2,2 Procent verschieden.

Anmerkung 1. Die Wassermenge, welche vor dem Wehre aufgestaut ist, läßt sich setzen:

$$V = \int b y dx;$$

nun ist aber annähernd

$$\alpha x = h - y + \frac{a - 2k}{3}\, log\, nat\, \frac{h}{y}$$

und hiernach

$$\alpha dx = -dy - \frac{a - 2k}{3}\,\frac{dy}{y},$$

daher folgt

$$V = -\frac{b}{\alpha}\int\left(y dy + \frac{a - 2k}{3}\, dy\right) = -\frac{b}{\alpha}\left(\frac{y^2}{2} + \frac{a - 2k}{3}\, y\right) + Const.$$

Da für $y = h$, $V = o$ ist, so folgt

$$V = \frac{b}{\alpha}\left(\frac{h^2 - y^2}{2} + \frac{(a - 2k)}{3}(h - y)\right) = \frac{b(h - y)}{\alpha}\left(\frac{h + y}{2} + \frac{a - 2k}{3}\right);$$

und für $y = o$,

$$V = \frac{bh}{\alpha}\left(\frac{h}{2} + \frac{a - 2k}{3}\right).$$

Fließt dieses Wasserquantum in der Zeit t zu, so hat man auch $V = abct$, und daher

$$t = \frac{h}{\alpha a c}\left(\frac{h}{2} + \frac{a - 2k}{3}\right).$$

Für $a = 2k$ fällt

$$V = \frac{bh^2}{2\alpha} \text{ und } t = \frac{h^2}{2\alpha a c}$$

aus.

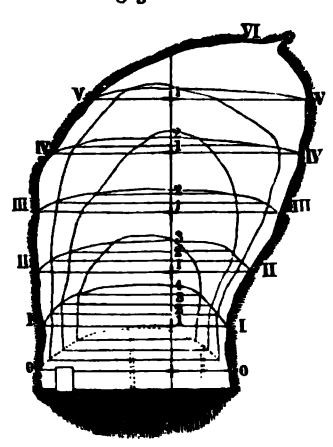
Anmerkung 2. Vorstehende Formel hat der Verfasser schon im Artikel „Bewegung des Wassers" in der allgemeinen Maschinenencyklopädie, Bd. II, 1844 veröffentlicht. Wenn man in derselben das Glied $2k = \frac{c^2}{g}$ vernachlässigt, so erhält man eine Formel, welche Herr Heinemann in Berlin in Erbkam's Zeitschrift für Bauwesen, Berlin 1855 (s. auch polyt. Centralblatt, 1855) die Hagen'sche nennt. Dasselbe gilt auch von der Formel, welche Herr Gödecker in Band VII der Zeitschrift des Architecten- und Ingenieurvereins für das Königreich Hannover mittheilt. Diese Formeln geben natürlich über die Entstehung der Wasserschwelle gar keine Auskunft.

Sehr ausführlich wird die Staucurve behandelt im zweiten Theile des Cours de Mécanique appliquée par Bresse, Paris 1860. Nächstdem auch in Rühlmann's Hydromechanik, Leipzig 1857. Ueber Saint-Guilhem's empirische Formel zur Berechnung der Stauweite siehe Annales des ponts et chauss. 1838, und über Dupuit's Formel dessen Etudes théoretiques et pratiques sur le mouvement des eaux courantes.

§. 42. **Teiche.** In wasserarmen Gegenden und an Orten, wo große Maschinenkräfte in Anspruch genommen werden, wie z. B. in Bergwerksrevieren, ist die Anlegung von Teichen, d. i. von großen Wasserbehältern, die sich zur Zeit des Wasserüberflusses von selbst füllen, und bei eintretendem Wassermangel geleert werden können, von der größten Wichtigkeit. Man legt in der Regel Teiche in Schluchten und Thälern an, um nicht allein das Fluth- und Regenwasser, sondern auch die in diesen Vertiefungen fließenden Quellen und Bäche aufnehmen zu können. Dann läßt sich auch die künstliche Umschließung des Teichraumes durch einen einzigen Damm bewirken, den man quer über das Thal von einem Gehänge bis zum anderen führt, indem die ansteigende Thalsohle und die beiden Thalgehänge die übrige Umfassung des Teiches abgeben. Ein Teich ist um so vortheilhafter, je kleiner die Oberfläche und je kürzer der Damm desselben bei bestimmtem Fassungsraume ist. Es ist daher für den Teichraum diejenige Stelle im Thale auszusuchen, wo die Gehänge verhältnißmäßig steil sind und für den Damm der Ort, wo das

Thal möglichst eng ist. Nur in weiten Thälern hat man die Teiche zuweilen mit zwei Dämmen, oder mit einem Hauptdamme und zwei Flügeldämmen zu umschließen. Localverhältnisse bestimmen zwar in der Regel den Ort für eine Teichanlage, jedoch ist zu berücksichtigen, daß tieferliegenden Teichen ein größeres Sammelrevier, und daher auch ein größerer Wasserzufluß zukommt, dieselben aber auch weniger Gefälle für die Maschinen übrig lassen, daß dagegen hochliegenden Teichen weniger Wasser zufließt, sie dafür aber mehr Gefälle gewähren. Derjenige Teich ist in dieser Beziehung der vollkommenste, bei welchem das Product aus dem Wasserzufluß und dem Gefälle zwischen dem Teiche und der tiefer unten im Thale stehenden Maschinenanlage ein Maximum ist. Uebrigens kann man durch Anlegung von Gräben und Röschen das Sammelrevier eines Teiches erweitern. Noch hat man bei einer Teichanlage auf die Beschaffenheit des Teichgrundes Rücksicht zu nehmen, und dabei einen solchen Boden zu vermeiden, welcher das Wasser nicht hält, z. B. zerklüftetes Gestein, Kalkschlotten, Flug- und Triebsand, tiefen Sumpf, Morast u. s. w. Durch Aussetzen mit Lehm und Rasen oder Ausrammen mit einem Gemenge aus feinem Sande und gutem Thon kann man oft die Wasserdichtigkeit eines Teichgrundes hervorbringen. Sind die Gehänge nicht wasserdicht oder leisten sie dem Wasser nicht hinreichenden Widerstand, so muß man sie durch Thon- oder Rasenschichten, Mauern u. s. w. schützen.

Fig. 129.



Der Werth eines Teiches hängt noch vorzüglich von dem Flächen- und Fassungsraume desselben ab. Um Beides zu finden, ist eine besondere Aufnahme nöthig. Hierzu gehört aber, daß man mit Hülfe eines Meßtisches die Endpunkte I, II, III u. s. w., Fig. 129, von im Teichspiegel anzunehmenden Parallelen abschneidet, und nun mit einer Stange und mit Hülfe eines Nivellirinstrumentes mehrere Tiefen in durch diese Parallelen zu legenden Querprofilen abmißt. Durch jene Endpunkte bestimmen sich die Parallelen und durch diese Tiefen die entsprechenden Querprofile selbst, und hieraus lassen sich die in Frage stehenden Räume berechnen. Sind $b_0, b_1, b_2 \ldots b_n$ die n Breiten 0 — 0, I — I, II — II u. s. w., und ist der Abstand zwischen je zwei Parallelen $= a$, so hat man die Oberfläche des Teiches:

$$G = [b_0 + b_n + 4(b_1 + b_3 + \cdots + b_{n-1}) + 2(b_2 + b_4 + \cdots + b_{n-2})]\,\frac{a}{3}.$$

Sind ebenso F_0, F_1, F_2 u. s. w. die den Breiten b_0, b_1, b_2 u. s. w. entsprechenden Querprofile, so hat man das Teichvolumen:

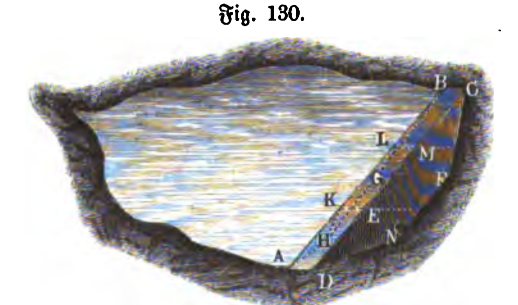
$$V = [F_0 + F_n + 4(F_1 + F_3 + \cdots + F_{n-1}) + 2(F_2 + F_4 + \cdots + F_{n-2})]\frac{a}{3}.$$

Uebrigens lassen sich auch mit Hülfe dieser Regeln die jeder Wassertiefe entsprechenden Fassungsräume berechnen, indem man sich den ganzen Teich durch Horizontalebenen in Schichten zerlegt denkt.

Anmerkung. Von der Aufnahme und Berechnung der Teiche handelt speciell der „Ingenieur“, sowie die neue Markscheidekunst des Verfassers; einen besonderen Aufsatz hierüber findet man aber in der gleichbenannten Zeitschrift „Der Ingenieur“, Heft I, 1846, Freiberg 2c.

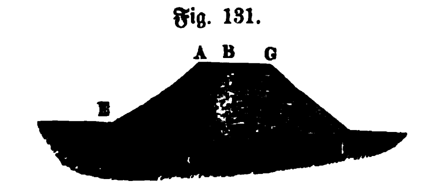
§. 43. **Teichdämme.** Die Teichdämme führt man in der Regel aus Erde, seltener aus Steinen auf. Man versieht sie mit einer dicken Lehmbrust, um das Eindringen des Wassers zu verhindern, und bekleidet diese wohl noch mit einer Mauer, der sogenannten Terrassenmauer, um die nachtheiligen Wirkungen des Wellenschlages auf den Damm zu schwächen. Außerdem erhält der Teichdamm noch einen mit Lehm oder Rasen dicht auszuschlagenden Grundgraben, welcher vorzüglich dazu dient, das Wasser zurückzuhalten. Man geht mit diesem Graben bis auf festen Grund, z. B. bis auf festes Gestein oder dichten Lehmboden herab, oder, wenn dieser nicht zu erlangen ist, wie z. B. bei sandigem oder grandigem Erdboden, verschafft man sich durch einzuschlagende Pfähle einen festen Grund. Die Tiefe eines Grundgrabens hängt von der Beschaffenheit des Erdbodens ab, bei festem und dichtem Gestein reichen oft 2 m Tiefe hin, wogegen man bei zerissenem oder lockerem Boden 6 m und mehr Tiefe nöthig haben kann. Nachtheilig können zumal Klüfte, Gesteinschichtungen und Steinscheidungen werden, indem sie das Wasser unter oder neben dem Damme durchlassen. Um dieses zu verhindern, hat man den Grundgraben sehr tief auszuheben, und ihn an den Gehängen weit hinauszuführen. Die Hauptform eines Teichdammes stimmt mit dem in Fig. 130 abgebildeten Körper von trapezoidalem Querschnitt *HKEN* oder *GLMF* überein. Die obere Fläche *AC* ist die Dammkappe, die dem Wasser zugekehrte Seite *ABGH* die Brust und die gegenüberliegende

Fig. 130.



Seite der **Rücken**; es ist ferner *KMN* das **Mittelstück**, sowie *ANH* der eine und *BMC* der andere **Dammflügel**. Was die Dimensionen des Dammes betrifft, so macht man die obere Dammbreite $AD = BC$ nicht unter 3 m, und wenn ein Weg über sie gelegt ist, nicht unter 6 m, es ist aber auch Regel, diese Breite mindestens der Dammhöhe gleich zu machen. Giebt man nun der Brust und dem Rücken 45° Böschung, so fällt die untere Dammbreite dreimal so groß aus als die Dammhöhe oder obere Dammbreite. Manchen Dämmen giebt man aber 30 bis 40° Böschung, weshalb bei ihnen ein noch größeres Verhältniß der unteren Breite zur Höhe sich herausstellt. Die Dammhöhe ist sehr verschieden; man hat im hiesigen Bergreviere 5 bis 12 m hohe Dämme. Wegen des Wellenschlages ist es nothwendig, die Dämme 0,6 bis 1 m höher zu machen als der Wasserspiegel zu stehen kommt. In Fig. 131 ist das Querprofil eines Teichdammes abgebildet. *ABCE* ist die bis auf festen Grund herabgehende festgestampfte Lehmbrust, sowie *BGFC* der aus Schutt bestehende Hinterdamm, und *AE* die oben 0,6 m und unten 1,2 m dicke und ausgebauchte Terassenmauer.

Fig. 131.



Anmerkung 1. Bezeichnet l die obere und l_1 die untere Länge, b die obere und b_1 die untere Breite, sowie h die Höhe eines Teichdammes, wie Fig. 130, so ist das Volumen desselben:

$$V = [lb_1 + l_1 b + 2(lb + l_1 b_1)]\,\frac{h}{6} \text{ (s. Thl. I).}$$

Bei Anwendung dieser Formel zur Berechnung der Dammmasse ist zu berücksichtigen, daß die festgestampfte Erde noch nicht ganz die Hälfte des Volumens der lockeren Erde einnimmt.

In England, Frankreich Belgien &c. hat man zur Beschaffung des Wassers für Wasserleitungen sehr bedeutende Teiche durch Ausführung mächtiger **Staudämme** oder **Thalsperren** hergestellt. Eine der großartigsten neueren Anlagen dieser Art ist die zur Versorgung der Stadt Verviers ausgeführte Thalsperre der Gileppe, welche durch einen aus bestem Mauerwerk in Cementmörtel ausgeführten Damm von 47 m Höhe, 15 m oberer Breite, 1100 m oberer Länge besteht, dessen Brust unter $^1/_1$ und dessen Rücken unter $^1/_4$ gegen den Horizont geböscht ist. Der hierdurch gebildete See bedeckt eine Grundfläche von 80 Hectaren und 5 Aren, und enthält bei einer Wasserstandshöhe von 2 m unter der Dammkrone circa 12 Millionen Cubikmeter Wasser *).

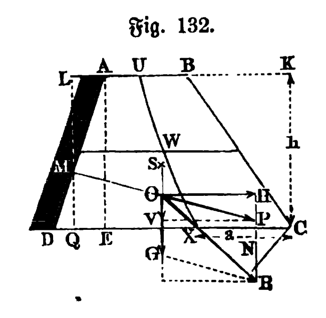
Einer der größten Teiche im Freiberger Bergreviere ist der untere Großhartmannsdorfer Teich. Derselbe hat einen Flächenraum von 600000 qm und

*) S. u. A.: Le Barrage de la Gileppe, par Bodson, Detienne & Leclercq. Paris 1877.

einen Fassungsraum von 1377000 cbm, vermöge dessen er im Stande ist, ohne allen Zufluß über 60 Wochen lang ein Rad mit 100 Cubikfuß (2,27 cbm) pro Minute zu speisen. Der Damm dieses Teiches ist 723 m lang, oben 17, unten 46,5 m breit und 8,35 m hoch, doch beträgt die höchste Anstauung nur 7,53 m.

§. 44. **Stabilität der Teichdämme.** Die Teichdämme sind dem Drucke und zuweilen sogar dem Stoße des Wassers ausgesetzt, es ist daher nöthig, ihnen hinreichende Dimensionen zu ertheilen, damit sie durch ihr Gewicht diesen Wirkungen widerstehen und weder umgestürzt noch fortgeschoben werden. Die Verhältnisse des Fortschiebens haben wir schon früher (Thl. I) kennen gelernt; es bleibt daher nur noch die Stabilität eines Teichdammes in Hinsicht auf das Kippen zu untersuchen übrig, in welcher Hinsicht ganz ähnliche Betrachtungen gelten, wie sie in Thl. II, 1 über die Stabilität von Futtermauern angeführt worden sind. Das Wasser übt gegen die Brustfläche AD eines Teichdammes $ABCD$, Fig. 132, einen Normaldruck $OP = P$ aus, dessen Angriffspunkt M um LM oder $^2/_3$ der Tiefe $CK = h$ vom Wasserspiegel absteht (Thl. I). Für ein Dammstück von der Länge $= 1$ ist dieser Druck

Fig. 132.



$$P = AD \,.\, 1 \,.\, \gamma \,\frac{h}{2}, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

wenn γ die Dichtigkeit des Wassers bezeichnet. Der horizontale Componente dieses Druckes ist

$$H = h \,.\, 1 \,.\, \gamma \,\frac{h}{2} = {}^1/_2\, h^2 \gamma, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

und der verticale Component, wenn m die relative, also mh die absolute Böschung DE der Brustfläche bezeichnet,

$$V = mh \,.\, 1 \,.\, \gamma \,\frac{h}{2} = {}^1/_2\, m h^2 \gamma \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

Das im Schwerpunkte S des trapezoidalen Querschnittes $ABCD$ angreifende Gewicht des Dammstückes von der Länge $= 1$ ist, wenn γ_1 die Dichtigkeit der Dammmasse, b die Kappenbreite AB und n die relative, also nh die absolute Hinterböschung BK bezeichnet:

$$G = \left(b + \frac{m+n}{2}\, h\right) h \gamma_1 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

Aus P und G oder H, V und G entspringt aber eine Mittelkraft $OR = R$, deren statisches Moment $CN \,.\, R$ in Hinsicht auf die Hinter-

kante C des Dammes die Stabilität desselben ausdrückt. Denken wir uns P, und also auch H und V in M angreifend, so erhalten wir das statische Moment von P gleich dem statischen Moment von H vermindert um dasjenige von V:

$$M_1 = \frac{1}{2} h^2 \gamma . MQ - \frac{1}{2} m h^2 \gamma . CQ = \frac{1}{2} h^2 \gamma (MQ - m . CQ)$$
$$= \frac{1}{2} h^2 \gamma [\frac{1}{3} h - m(nh + b + \frac{2}{3} mh)] \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

Nun ist aber das in entgegengesetzter Richtung wirkende statische Moment von G:

$$M_2 = \frac{1}{2} nh^2 \gamma_1 . \frac{2}{3} nh + bh\gamma_1 \left(nh + \frac{b}{2}\right) + \frac{1}{2} mh^2 \gamma_1 (nh + b + \frac{1}{3} mh)$$
$$= h\gamma_1 (\frac{1}{3} n^2 h^2 + nbh + \frac{1}{2} b^2 + \frac{1}{2} mnh^2 + \frac{1}{2} mbh + \frac{1}{6} m^2 h^2)$$
$$= h\gamma_1 \left(\frac{m^2 + 2n^2 + 3mn}{3} \frac{h^2}{2} + \frac{2n + m}{2} bh + \frac{1}{2} b^2\right) . \quad . \quad (6)$$

es folgt daher das Stabilitätsmoment des Teichdammes:

$$S = M_2 - M_1 = \left(\frac{m^2 + 2n^2 + 3mn}{3} \frac{h^2}{2} + \frac{2n + m}{2} bh + \frac{1}{2} b^2\right) h\gamma_1$$
$$- [\frac{1}{3} h - m(nh + b + \frac{2}{3} mh)] \frac{h^2}{2} \gamma \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

Um auch den Punkt X anzugeben, in welchem die Stützlinie (s. Thl. II, 1) UWX die Sohle CD des Dammes durchschneidet, bestimmen wir die Entfernung CX dieses Punktes von der Kante C, indem wir in Hinsicht auf den Punkt C das Moment $R . CN$ der Mittelkraft R gleich dem Moment $(G + V) . CX$ ihres verticalen Componenten $G + V$ setzen.

Es ist hiernach

$$\frac{CX}{CN} = \frac{OR}{HR} = \frac{R}{G + V},$$

und daher

$$CX = a = \frac{CN . R}{G + V} = \frac{S}{G + V}$$
$$= \left(\frac{m^2 + 2n^2 + 3mn}{3} \frac{h^2}{2} + \frac{2n + m}{2} bh + \frac{1}{2} b^2\right) \gamma_1$$
$$+ \left(\frac{2m^2 - 1 + 3mn}{3} h + mb\right) \frac{h}{2} \gamma$$
$$: \left(\frac{m + n}{2} h + b\right) \gamma_1 + \frac{1}{2} mh\gamma \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8)$$

oder

$$a = \frac{[(m^2 + 2n^2 + 3mn)h^2 + (2n + m)\, 3bh + 3b^2]\gamma_1 + [(2m^2 - 1 + 3mn)h + 3mb]h\gamma}{3([(m + n)h + 2b]\gamma_1 + mh\gamma)} \quad . \quad (9)$$

Mit Hülfe dieser Formel kann man auch andere Punkte W u. s. w. in der Stützlinie finden, wenn man für h beliebige Dammhöhen einführt, also

die Stabilität einzelner, durch Horizontalebenen begrenzter Dammstücke ins Auge faßt.

Für einen Damm ohne Böschung ist $m = n = o$, daher:

$$a = \frac{3\,b^2\gamma_1 - h^2\gamma}{6\,b\gamma_1} = {}^1/_2\,b - \frac{h^2\gamma}{6\,b\gamma_1} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (9^a)$$

(vergl. Thl. II, 1).

Bei einem Damme mit 45° Böschung zu beiden Seiten ist $m = n = 1$, daher:

$$a = \frac{3\,(2\,h^2 + 3\,bh + b^2)\,\gamma_1 + (4\,h + 3\,b)\,h\gamma}{3\,[2(b + h)\,\gamma_1 + h\gamma]} \quad \ldots \quad (9^b)$$

ist nun noch $b = h$, so hat man:

$$a = \frac{18\,\gamma_1 + 7\,\gamma}{4\,\gamma_1 + \gamma}\,\frac{h}{3} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (9^c)$$

nimmt man endlich $\gamma_1 = 2\,\gamma$ an, so erhält man:

$$a = {}^{43}/_{27}\,h = {}^{43}/_{27}\,b,$$

oder, da dann die untere Dammbreite $b_1 = 3\,b$, also $b = {}^1/_3\,b_1$ ist,

$$a = {}^{43}/_{81}\,b_1.$$

Nach Vauban ist hinreichende Sicherheit vorhanden, wenn

$$a = {}^5/_9\,\frac{b_1}{2} = {}^5/_{18}\,b_1$$

ausfällt; im letzten Falle wäre also eine übermäßige Sicherheit vorhanden. Am angemessensten für Teichdämme möchte es jedoch sein, mindestens $a = 0{,}4\,b_1$ zu machen, also die Stützlinie 4 Zehntel der unteren Breite von der Hinterfläche abweichen zu lassen.

Beispiel. Man soll die Stützlinie für einen Teichdamm angeben, dessen vordere Böschung $m = 1$, hintere Böschung $n = {}^1/_2$ und Dammkappenbreite $b = 4$ m ist, vorausgesetzt, daß die Dammmasse das specifische Gewicht = 2 hat. Hier ist nach (9):

$$a = \frac{(3\,h^2 + 24\,h + 48)\,2 + (2{,}5\,h + 12)\,h}{3\,[(1{,}5\,h + 8)\,2 + h]} = \frac{192 + 120\,h + 17\,h^2}{24\,(4 + h)};$$

es stellt sich daher heraus für:

$$h = 0;\ a = 2\,\text{m};\ h = 2\,\text{m};\ a = \frac{500}{144} = 3{,}472\,\text{m};$$

$$h = 4\,\text{m};\ a = \frac{944}{192} = 4{,}916;\ h = 6\,\text{m};\ a = \frac{1524}{240} = 6{,}35\,\text{m u. s. w.}$$

Für eine sehr große Dammhöhe läßt sich

$$a = \frac{17\,h}{24} \text{ und } b = {}^3/_2\,h, \text{ also } \frac{a}{b} = {}^{17}/_{36}$$

setzen. Da ${}^{17}/_{36}$ schon größer als 0,4 ist, so würde dieser Damm selbst bei einer unendlichen Höhe sicher vor dem Kippen sein.

Anmerkung. Nach der Formel $b = \frac{3h - a}{2}$ in Thl. I ist, wenn man $a = mh$ setzt,

$$2b = (3 - m)\,h,$$

daher:

$$h = \frac{2b}{3 - m},$$

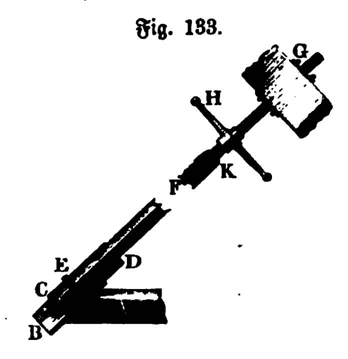
also im letzten Beispiele, wo $m = 1$ ist,

$$h = b = 4 \text{ m}$$

zu machen.

Ablassen der Teiche. Zum Ablassen des Wassers aus den Teichen dienen die Teichgerinne und die Fluther. Jene gehen durch den Teichdamm hindurch und dienen zum regelmäßigen Abzapfen, diese aber sind bloße Einschnitte im Damme und haben den Zweck, das im Uebermaß zufließende Wasser eines bereits gefüllten Teiches abzuleiten. Zuweilen hat ein Teich mehrere Teichgerinne und mehrere Fluther. Das tiefste oder im tiefsten Punkte des Teiches einmündende Gerinne wird in der Regel nur beim gänzlichen Ablassen und Fischen des Teiches geöffnet, und heißt deshalb das Schlämm- oder Fischgerinne; das höher liegende Gerinne hingegen endigt sich in dem Graben, durch welchen das Wasser auf die Maschinen geführt wird, und heißt deshalb das Mühl- oder Maschinengerinne. Bei tiefen Teichen ist es sehr zweckmäßig, zwei oder mehrere, in verschiedenen Höhen einmündende Maschinengerinne anzuwenden, und das Wasser, so lange es geht, immer durch das höhere Gerinne abzulassen, um so viel wie möglich Gefälle für die Maschinen übrig zu behalten. Auch kann man, um denselben Zweck zu erreichen, das durch das Teichgerinne abgeführte Wasser außerhalb des Teiches in einem hohen Behälter auffangen, und aus demselben durch mit Schiebern oder Schützen zu versehende Mündungen in das eine oder andere Aufschlaggerinne fließen lassen. §. 45.

Fig. 133.



Die Teichgerinne sind entweder von Holz, Stein oder Eisen gefertigt; die letzten sind die besten. Man verwendet dazu gußeiserne Röhren von 0,3 bis 0,8 m Weite. Zum Reguliren des Abflusses dient der Zapfen oder Striegel. Die in neuerer Zeit in Anwendung gebrachten Striegel haben eine Einrichtung, wie sie Fig. 133 vor Augen führt. Es ist hier A der Kopf des Teichgerinnes mit der außen abgeschliffenen Kopfplatte B, CD ein innen abgeschliffener gußeiserner Schieber, EF die bis auf die Dammkappe hinaufführende Striegelstange oder

der Striegelschaft, E eine mit dem Schieber fest verbundene und über die Kopfplatte weggreifende Schiene, wodurch der Schieber gegen die Kopfplatte gedrückt wird; es ist ferner G ein starker Steg über der Teichkappe und innerhalb des Teichhäuschens, GK eine Schraubenspindel, welche durch eine in dem Stege festsitzende Mutter hindurchgeht, bei K durch ein Gewinde mit dem Zapfenschaft verbunden ist, und durch einen Schlüssel H in Umdrehung gesetzt werden kann. Man kann nun leicht ermessen, wie durch diese Umdrehung der Schieber mittelst seines Schaftes gehoben oder gesenkt, oder die Eintrittsöffnung in das Teichgerinne vergrößert oder verkleinert werden kann.

Das Teichgerinne muß einen Querschnitt erhalten, welcher selbst bei dem niedrigsten Wasserstande und bei vollständiger Eröffnung noch das erforderliche Wasserquantum hindurchläßt. Ist Q die pr. Secunde abzulassende Wassermenge, h die gegebene kleinste Druckhöhe, l die Länge, d die Weite des Teichgerinnes, ζ_0 der Widerstandscoefficient für den Eintritt und ζ der Reibungscoefficient für die Bewegung in dem Teichgerinne, so hat man nach Thl. I:

$$d = \sqrt[5]{\frac{(1 + \zeta_0)\, d + \zeta l}{2gh} \left(\frac{4\,Q}{\pi}\right)^2},$$

oder mit $\left(\frac{4}{\pi}\right)^2 = 1{,}6212$ und $\frac{1}{2\,g} = 0{,}051$:

$$d = 0{,}6075 \sqrt[5]{[(1 + \zeta_0)\, d + \zeta l]\, \frac{Q^2}{h}} \text{ Meter.}$$

Wenn man nun ζ_0 und ζ aus den Tabellen in Thl. I wählt, so läßt sich hiernach auf dem Wege der Näherung die gesuchte Gerinnweite berechnen. Bei höherem Wasserstande wird ein Theil der Eintrittsmündung durch den Schieber verschlossen, weshalb nun nach Thl. I ein größerer Widerstandscoefficient für den Eintritt einzuführen ist. Ist die Eintrittsöffnung sehr klein, so füllt endlich das Wasser das Teichgerinne gar nicht mehr aus, und es ist dann einfach der Inhalt dieser Einmündung:

$$F = \frac{Q}{\mu \sqrt{2\,g\,h}} = \frac{\left(1 + \sqrt{\zeta_0}\right) Q}{\sqrt{2\,g\,h}},$$

wo ζ_0 ebenfalls aus Thl. I genommen werden muß. Mit Hülfe der bekannten im „Ingenieur“ mitgetheilten Kreissegmententabelle läßt sich hieraus die Schieberstellung selbst finden.

Die Fluther oder Fluthbetten werden wegen der leichteren Ableitung des Wassers nahe an den Gehängen in den Damm eingeschnitten. Sie sind höchstens 1,5 m tief, 3, 6 und mehr Meter lang und erhalten, wie die

Wehre, ein steinernes Bett. Uebrigens rüstet man sie noch mit Schützen und Rechen aus.

Beispiele. 1. Welche Weite ist einem röhrenförmigen Teichgerinne von 40 m Länge zu ertheilen, welches bei 0,3 m Druckhöhe noch 0,4 cbm Wasser pro Secunde abführt? Führen wir den einer Dammneigung von 40° entsprechenden Coefficienten $\zeta_0 = 0,870$, und den einer Geschwindigkeit von 1,5 m entsprechenden Reibungscoefficienten $\zeta = 0,022$ ein, so erhalten wir die Formel:

$$d = 0,6075 \sqrt[5]{(1,870\, d + 0,88)\, \frac{0,4^2}{0,3}}.$$

Setzt man hierin annähernd $d = 0,6$ m, so erhält man

$$d = 0,6075 \sqrt[5]{(1,122 + 0,88)\, \frac{16}{30}} = 0,6075 \,.\, 1,013 = 0,616 \text{ m}.$$

2. Wie tief ist der Schieber zu stellen, damit das vorige Gerinne bei 5 m Druckhöhe ebenfalls nur 0,4 cbm Wasser liefert? Nehmen wir an, daß hier das Gerinne nicht vollfließt, so haben wir:

$$F = \frac{1 + \sqrt{\zeta_0}}{\sqrt{2gh}}\, Q = \frac{1 + \sqrt{0,87}}{4,429\, \sqrt{5}}\, 0,4 = 0,0780 \text{ qm}.$$

Dieser Querschnitt ist gleich $\frac{0,0780}{0,616^2 \,.\, 3,14 \,.\, \frac{1}{4}} = 0,2617$ des vollen Kreisinhalts und entspricht einer Bogenhöhe oder Schieberstellung:

$$s = 0,223 \,.\, d = 0,223 \,.\, 0,616 = 0,137 \text{ m}.$$

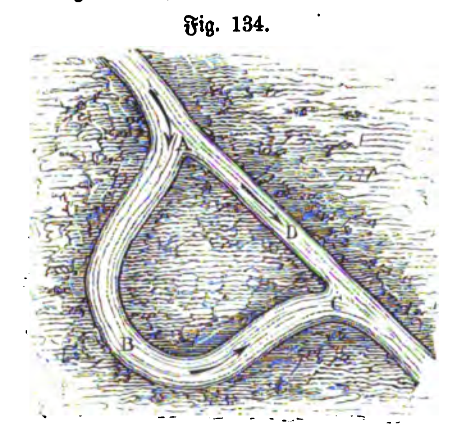
Canäle. Man führt das Aufschlagwasser in **Canälen**, **Gräben** und §. 46.
Gerinnen aus den Weihern, Teichen und anderen Sammelapparaten nach den Punkten des Bedarfs, d. h. zu den Maschinen, welche es in Bewegung setzen soll. Es ist leicht zu erkennen, wie unter Umständen die bloße Anlage eines Canals genügt, um ohne irgend welche Stauanlage ein in einer Flußstrecke vorhandenes, und mehr oder minder gleichmäßig vertheiltes Gefälle an einer Stelle größtentheils zu concentriren.

Es sei etwa ABC, Fig. 134, der Stromstrich einer Flußstrecke von der Länge l und dem relativen Gefälle α, so liegt das Niveau in A um die Größe $l\alpha$ über demjenigen in C. Wenn man nun zwischen A und C einen Canal ausführt, dessen Länge l_1 ist, und welcher einen solchen Querschnitt erhält, daß zur Ueberwindung der Bewegungshindernisse des Wassers darin nur ein relatives Gefälle α_1 erforderlich ist, so absorbirt dieser Canal nur ein Gefälle $l_1 \alpha_1$ und man kann daher an irgend einer Stelle zwischen A und C den Gefällüberschuß $h = l\alpha - l_1 \alpha_1$ zum Betriebe eines Wasserrades nutzbar machen (s. auch den folgenden Paragraphen). Das auf diese Weise an einer Stelle concentrirte Gefälle h wird um so größer ausfallen, je kürzer die Canalführung l_1 im Verhältniß zu der Flußstrecke l ist, also

je mehr der Flußlauf Krümmungen und Windungen darbietet, und je geringer die Bewegungshindernisse in dem regelmäßig gebildeten Canalprofil im Vergleich mit dem unregelmäßigen Flußbette sind, in welchem letzteren die Widerstände in Folge unebenen Bodens und seichter oder verwachsener Stellen oft erhebliche sind.

Ganz besonders eignet sich aber die Anlage von Canälen behufs der Concentrirung des Gefälles bei den Wasserläufen mit großem relativen Gefälle, wie sie besonders in gebirgigem Terrain vorzukommen pflegen. Bei solchen oft nur wenig Wasser führenden Bächen ist die Concentrirung des meist bedeutenden Gefälles durch ein Wehr oder eine Stauanlage, wie sie vorstehend besprochen wurden, in vielen Fällen gar nicht ausführbar, insofern eine solche Anlage nicht nur mit ganz erheblichen Schwierigkeiten und Kosten der Ausführung, sondern auch meist mit der Inundirung eines großen oft werthvollen Thalgrundes verbunden sein würde.

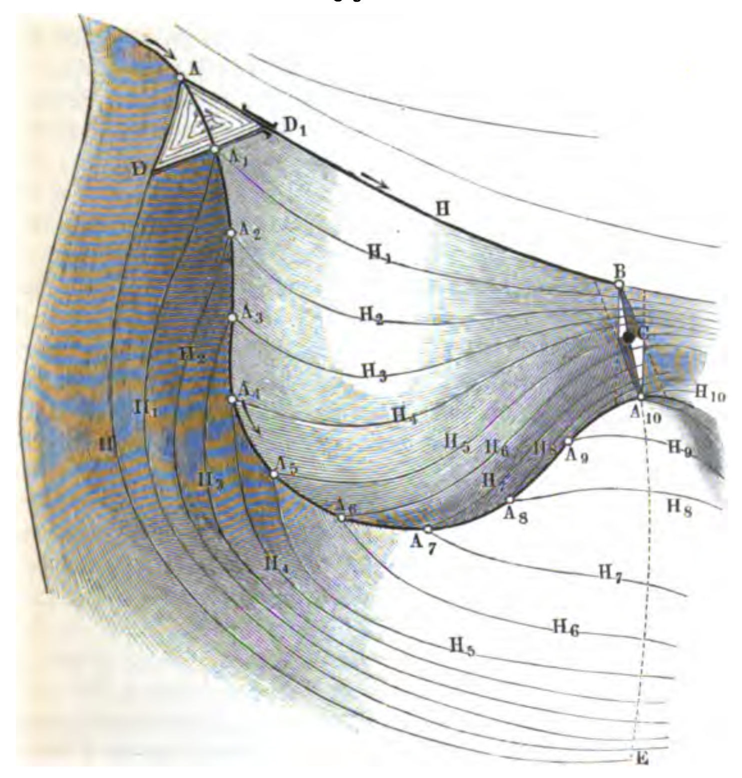
Fig. 134.



In welcher Weise die Anlage in solchen Fällen angeordnet werden kann, ist aus Fig. 135 ersichtlich. Es sei darin $A, A_1, A_2 \, . \, . \, A_{10}$ die Strecke eines Wasserlaufes, dessen Gefälle zwischen A und A_{10} ausgenutzt werden soll. Wenn durch $A, A_1, A_2 \, . \, . \, A_{10}$ eine beliebige Anzahl von Punkten des Wasserspiegels bezeichnet werden, deren auf einander folgende Höhenlagen um eine gewisse Größe (etwa 1 m) sich von einander unterscheiden, so denke man sich das Terrain durch Horizontalebenen geschnitten, welche durch diese Punkte geführt sind. Jede dieser Horizontalebenen schneidet das Terrain in einer gewissen Linie, der sogenannten Niveaulinie oder Horizontalen, und es mögen diese, durch Nivellirung ermittelten Horizontalen in der Figur durch die Curven $H_1, H_2 \, . \, . \, . \, H_{10}$ dargestellt sein. Denkt man sich nun, von dem oberen Punkte A ausgehend, einen Graben ausgehoben, welcher der durch A gelegten Horizontalen H bis zu einem Punkte B folgt, welcher dem unteren Punkte A_{10} thunlichst nahe liegt, so steht das Wasser in B in derselben Höhe wie in A, und es ist ersichtlich, daß man das ganze Gefälle h zwischen A oder B und A_{10} leicht an einer beliebigen Stelle zwischen B und A_{10} concentrirt zur Bewegung einer

Maschine verwenden kann. Wollte man z. B. diese Maschine in B aufstellen, so hätte man nur nöthig den Untergraben zwischen B und A_{10} durch einen Einschnitt darzustellen, welcher von A_{10} nach B hin allmälig an Tiefe bis zu der ganzen Höhe h zunimmt. Andererseits würde die Aufstellung des Wasserrades in A_{10} erforderlich machen, daß man den Obergraben AB über B hinaus bis A_{10} verlängerte, sei es auf einer von B nach A_{10} angebrachten Dammschüttung oder durch einen Aquädukt bezw. ein Gerinne. Endlich würde die Aufstellung der Maschine zwischen B und A_{10}, etwa

Fig. 135.



in C, die Herstellung eines Einschnittes für den Untergraben zwischen A_{10} und C sowohl, wie diejenige einer Dammschüttung für den Obergraben zwischen B und C erforderlich machen, welche Anordnung sich etwa empfehlen wird, wenn es darauf ankommt, die zu bewegenden Erdmassen dadurch auf den thunlich kleinsten Betrag herabzuziehen, daß man den Auftrag gleich dem Abtrage macht.

Damit das Wasser an dem höchsten Punkte A der Flußstrecke auch wirklich in den Graben AB geleitet werde, ist es erforderlich, den alten Flußlauf AA_1 .. durch ein Stauwerk zu sperren, und zwar genügt es hierzu in der Regel, quer durch den Bach etwa nach DD_1 ein Wehr zu ziehen, welches das Wasser oberhalb auf eine geringe Höhe (etwa 1 m) anstaut. Dieses Wehr DD_1 muß sich offenbar beiderseits bis an die durch A gehende Horizontale HAH anschließen, und es entsteht dadurch naturgemäß ein kleiner Sammelbehälter DAD_1, in welchem man bei D_1 eine Einlaßschleuse für den Aufschlaggraben B' anbringt. Man pflegt in der Regel das Wehr DD_1 so anzuordnen, daß der gebildete Teich Tiefe genug hat, um den Vorboden der besagten Einlaßschleuse bei D_1 nach dem Fachbaume derselben hin etwas ansteigen zu lassen, so daß dadurch einer Verschlammung des Mühlgrabens durch mitgeführte Gerölle oder Sinkstoffe wirksam vorgebeugt ist. Ueber den Rücken des Ueberfallwehres DD_1 fließt das überflüssige Wasser bei Hochfluthen und plötzlichen Regengüssen, indem das ursprüngliche Flußbett A, A_1, A_2 ... als natürlicher Freifluther dient. Es ist ohne Weiteres aus der Figur zu erkennen, daß eine andere Concentrirung des zwischen A und A_{10} vorhandenen Gefälles h, etwa durch eine im unteren Punkte A_{10} auszuführende Stauanlage, in den meisten Fällen außerordentlich schwierig, oft ganz unmöglich sein würde. Denn ein bei A_{10} geplantes Wehr müßte natürlich mit seiner Krone bis zu der bedeutenden Höhe des Punktes A aufgeführt werden und sich nach beiden Seiten bis zu der durch A gehenden Horizontalen H, also etwa in der Richtung $BA_{10}E$ erstrecken. Dadurch würde das ganze Terrain innerhalb $AHEA_{10}BA$ in einen See verwandelt werden.

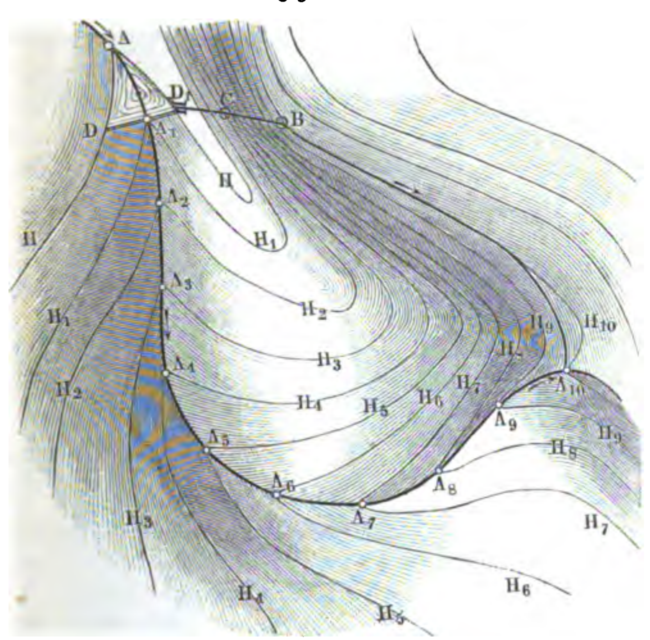
Der in vorstehend beschriebener Weise gebaute Mühlgraben zerfällt in den Obergraben AB, welcher der Maschine das Wasser aus dem Sammelbehälter zuführt, und in den Untergraben BA_{10} zur Abführung des gebrauchten Wassers nach dem Bache. Für den praktischen Betrieb des Wasserwerks ist es keineswegs gleichgültig, wo das Wasserrad in diesem Graben aufgestellt ist, ob nämlich näher dem oberen Punkte A oder dem unteren Punkte A_{10}. Wie aus dem Vorstehenden unschwer sich ergiebt, wird man hierüber selten ganz freie Verfügung haben, sondern im Allgemeinen durch die örtlichen Terrainverhältnisse an eine gewisse Lage der Maschinen schon gebunden sein. So weit es thunlich ist, pflegt man aber gern den Obergraben möglichst kurz zu halten, da nicht nur die Bedienung der Einlaßschleuse in dem Maße erschwert wird, in welchem ihre Entfernung von der Maschinenanlage größer ausfällt, sondern weil auch im Winter das Freihalten eines langen Obergrabens von Eis sehr beschwerlich ist.

Daß die Gestaltung des Terrains für diese Verhältnisse hauptsächlich maßgebend ist, bedarf kaum der besonderen Erwähnung; während z. B. der Ver-

lauf der Niveaulinien in Fig. 135 auf die Anordnung eines verhältnißmäßig langen Obergrabens hinweist, würde bei einer Terraingestaltung, wie sie durch Fig. 136 angedeutet ist, die Anlage unter Anordnung eines kurzen Obergrabens mit verhältnißmäßig geringen Kosten verbunden sein.

Die Canäle werden in der Regel in die natürliche Erdoberfläche eingeschnitten, zuweilen aber auch in einen künstlich aufgeworfenen Damm gebettet; sie werden ferner mittelst Brücken (Aquäducte) in größerer Höhe über der Erdoberfläche oder unterirdisch (in Röschen) unter derselben fortgeführt. Das Bett wird entweder durch natürliche Erde, Sand oder Steine

Fig. 136.



gebildet, bezw. ausgemauert, oder dasselbe besteht in einem hölzernen, steinernen oder eisernen Gerinne. Das Querprofil eines Canals ist ein geradliniges oder wenig gebauchtes Trapez, das eines Gerinnes aber in der Regel ein Rechteck. Das Nöthigste über die zweckmäßigste Form der Querprofile ist bereits in Thl. I abgehandelt worden. Die Querprofile bei Aufschlagecanälen sind meistens im Mittel $1^1/_2$- bis 3 mal so breit als tief, bei Schifffahrtscanälen aber ist ihre Tiefe 5- bis 10 mal in ihrer mittleren Breite enthalten. Mit Mörtel ausgemauerten Canälen giebt man wenig oder gar keine Böschung, Canälen mit Trockenmauerung giebt man $^1/_2$ Böschung, in

dichter Erde ausgehobene Canäle erhalten aber die Böschung 1 und in Sand und lockerer Erde ausgehobene Canäle die Böschung 2. Die Construction



Fig. 137.

Fig. 138.

eines Canals in einem nicht wasserdichten Boden führt Fig. 137 vor Augen. Hier sind die Seiten und der Boden 30 bis 60 cm dick mit Lehm ausgerammt und wenig geböschte Seitenmauern *AD* und *BC* von 50 bis 60 cm Dicke angesetzt. Wird der Canal an einem Gehänge *EF*, Fig. 138, hingeführt, so schneidet man ihn nur zum Theil ein und benutzt die ausgehobene

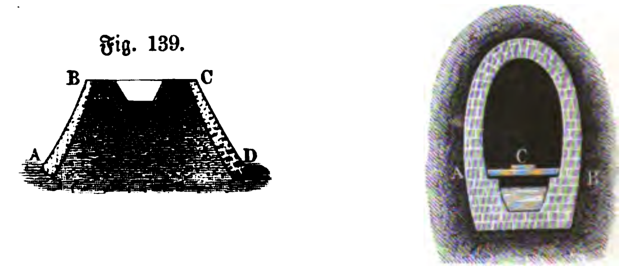


Fig. 139.

Fig. 140.

Erde zur Bildung des übrigen Theiles. Um die Sohle *CD* zu schützen, ist dieselbe, wie die Seiten, ausgemauert. Höhere Dämme, auf welchen Canäle fortgeführt werden, versieht man mit Futtermauern *AB* und *CD*, Fig. 139.



Fig. 141.

Unterirdische Canäle stehen entweder in festem Gesteine oder sind ausgemauert, wie Fig. 140 vor Augen führt. Um Röschen begehen zu können, erhalten dieselben eine angemessene Höhe und ein auf Stegen *AB* liegendes Laufbrett *C*. Die in einem Gebirgseinschnitt *AA*, Fig. 141, liegende Wasserleitung *B* ist rund herum ausgemauert, innen mit Cement überzogen, und außen mit einer Lehmhülle umgeben.

Ein hölzernes Gerinne oder Spundstück ist in Fig. 142 abgebildet. Dasselbe besteht aus den durch Pfosten gebildeten Borden oder Seitenwänden AA, aus dem durch Bretter gebildeten und auf Tragleisten

Fig. 142.

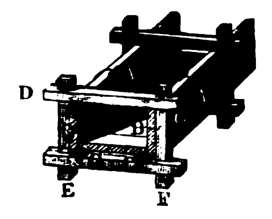
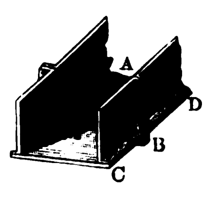


Fig. 143.



CC ruhenden Boden B, und wird durch Geviere, wie $DEFG$, zusammengehalten. Die Verdichtung in den Stoßfugen wird durch feines Moos oder durch Kitt u. s. w. bewirkt. Die Construction gußeiserner Gerinne

Fig. 145.

Fig. 144.

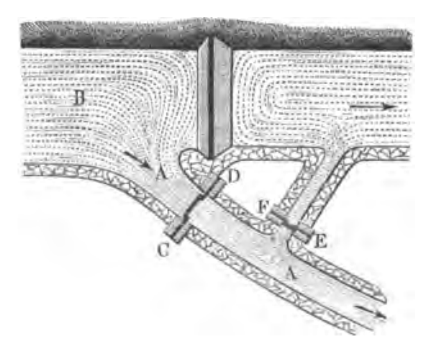
ist aus Fig. 143 ersichtlich. Hier sind die Seitenwände mit Flanschen, wie AB, BC u. s. w., versehen, und es erfolgt die Zusammensetzung durch Schrauben, welche durch je zwei Flanschen hindurchgehen.

Zu den unterirdischen Wasserleitungen gehören auch die Straßenschleusen oder verdeckten Abzugscanäle unter den Straßen. Sie unterscheiden sich von den gewöhnlichen unterirdischen Wasserleitungen nur dadurch, daß das Wasser, welches dieselben fortführen, sehr unrein und mit vielen fremden Stoffen angefüllt, und daß die Menge desselben innerhalb weiter Grenzen sehr veränderlich ist. Deshalb erhalten dieselben ein großes Gefälle von mindestens $^1/_{50}$ der Länge. Damit sie dem Eindruck hinreichend widerstehen können, giebt man diesen Schleusen eine eiförmige Umfangsmauer *AB*, Fig. 144, und damit sie die nöthige Wasserdichtigkeit erhalten, verwahrt man die Sohle derselben durch eine Betonschicht *B* u. s. w. Noch versieht man diese Schleusen mit Lichtlöchern, wie z. B. *C*, welche mittelst durchlöcherter eiserner Deckel *DD* verschlossen werden.

Anmerkung. Ein Beispiel von einem antiken Aquäduct führt Fig. 145 vor Augen. Es ist dies eine monodimetrische Abbildung von dem 50 m hohen Aquäduct du Gard bei Nismes. Der Canal *CC*, in welchem das Wasser floß, ist 1,5 m breit und 1,6 m hoch; er ruht auf drei übereinander stehenden Bogenreihen und ist durch steinerne Platten bedeckt. Die untere Bogenreihe *AA* besteht aus sechs Halbkreisbögen von 18 bis 24 m Spannung und trägt zugleich eine gewöhnliche Fahrstraße *B*. Die mittlere Bogenreihe *DD* besteht aus zehn Bögen und die oberste jetzt zum Theil eingestürzte Bogenreihe *EE* aus einer sehr großen Anzahl kleiner Bögen.

Die Einmündung eines Canals *AA*, Fig. 146, in einen Fluß *B* ist durch allmälige Erweiterung und Abrundung zu bewirken; auch pflegt man, wie schon oben bemerkt, dem Vorboden *A* eine geringe Ansteigung nach der Schütze *CD* hin zu geben. Die Ufer sind durch Mauerung und durch eine zwischen Lehmrammelung stehende Spundwand *CD* vor den zerstörenden Wirkungen des fließenden Wassers zu schützen. Uebrigens läßt sich das Schützenwerk, welches zum Reguliren des Wassers dient, gleich in das Bundwerk der Spundwand oder der sogenannten Verheerdung einsetzen. Um das durch besondere Umstände, z. B. durch starke Regengüsse, Thaufluthen u. s. w. herbeigeführte Ueberlaufen oder Ueberfüllen der Canäle zu verhindern, sind noch Ablässe, Abschläge oder Fluther anzubringen. Diese sind kurze, seitwärts einmündende Canäle mit einem starken Gefälle. Man schützt dieselben durch

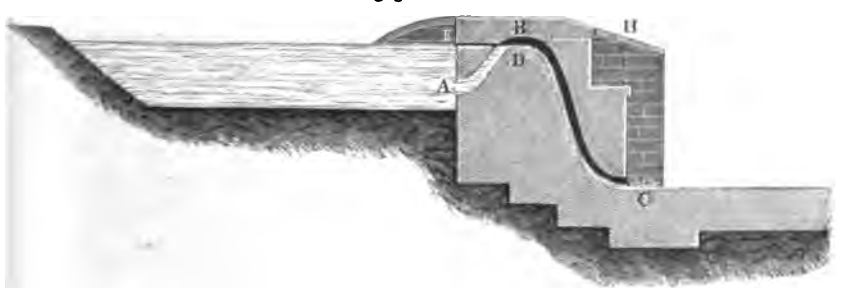
Fig. 146.



Mauerung, Lehmrammelung und Verheerdung, wie *EF*, Fig. 146, zeigt, und sperrt sie für gewöhnlich durch eingesetzte Pfosten oder bewegliche Schützen. Auch versieht man wohl zu demselben Zwecke den Wehrdamm mit einem Fluther.

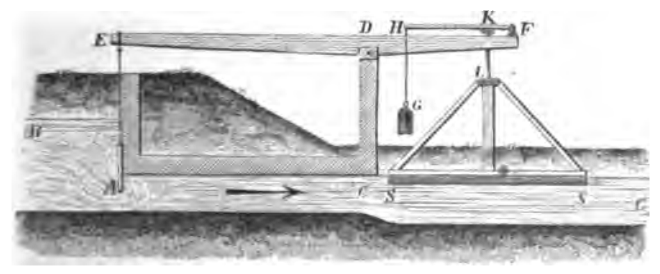
Um endlich noch das nöthige Ablassen des Wassers aus den Canälen von selbst, ohne Beihülfe eines Aufsehers zu bewirken, wendet man besondere Mechanismen, wie z. B. Schwimmer, an, welche beim Anschwellen des Wassers im Canale steigen und dabei die meist in einer Klappe oder Thür

Fig. 147.



bestehende Schütze öffnen, oder man bedient sich eines Kastens, in welchen Wasser einfließt, wenn dasselbe im Canale eine gewisse Höhe überschritten hat, und welcher beim Niedersinken die Abflußklappe öffnet. Am einfachsten ist aber der Heber *ABC*, Fig. 147, mit einer Luftröhre *DE*. Sowie der Wasserspiegel im Canale in das Niveau des Heberscheitels *B* kommt, so füllt

Fig. 148.



sich der letztere ganz mit Wasser und es fließt dasselbe bei *C* mit gefülltem Querschnitte und unter einer Druckhöhe ab, welche der Tiefe *CH* der Ausmündung *C* unter dem Wasserspiegel gleichkommt. Sinkt aber das Wasser wieder bis zur Luftröhre, so dringt Luft ein, und es endigt sich dadurch der Ausfluß. Füllt das Wasser nur einen Theil des höchsten Röhrenquerschnitts *BD* aus, so tritt natürlich nur das Ausflußverhältniß eines Ueberfalls ein.

Eine sich selbst stellende Schütze ist in Fig. 148 abgebildet. Es ist hier die Schütze *A*, welche das aus *B* nach *C* abfließende Wasser reguliren soll, an einem um *D* drehbaren Hebel *EF* aufgehangen, der mit einem auf dem abfließenden Wasser *CC* ruhenden Schwimmer *SS* in Verbindung steht. Steigt das Wasser *CC* und mit ihm *SS*, so sinkt die Schütze *A*, und fällt *CC*, so wird *A* mittelst *SS* gehoben; im ersten Falle wird aber die Ausflußmenge bei *A* vermindert, und im zweiten vergrößert, jedenfalls also die dem Steigen oder Sinken von *SS* entsprechende Zu- oder Abnahme des Abflußwassers wieder aufgehoben. Um dem Steigen des Schwimmers kein Hinderniß entgegenzusetzen, wenn die Schütze *A* geschlossen und *CC* in Folge von Regengüssen angeschwollen ist, läßt man den Schwimmer mittelst eines Bolzens *KL* auf einen Hebel *FH* wirken, der durch ein Gewicht *G* niedergezogen wird.

§. 47. **Canalgefälle.** Die Geschwindigkeit des Wassers in einem Canale soll eine mittlere sein; nicht zu klein, weil sich außerdem derselbe leicht verschlämmt oder versandet, und nicht zu groß, weil sonst das Bett nicht hinreichenden Widerstand leistet, und weil eine große Geschwindigkeit ein zu großes Gefälle für den Canal in Anspruch nimmt, welches den Maschinen entzogen wird. Um das Absetzen von Schlamm zu verhindern, soll die mittlere Geschwindigkeit mindestens 0,16 bis 0,20 m betragen, wo aber das Absetzen von Sand zu befürchten ist, soll man dieselbe nicht unter 0,4 m zulassen. Was die Maximalgeschwindigkeit des Wassers in Canälen anlangt, so hängt diese von der Beschaffenheit des Bettes ab; damit dieses nicht angegriffen wird, darf die Geschwindigkeit am Boden nicht überschreiten:

bei schlammigem Boden 0,080 m,
„ thonigem Boden 0,15 m,
„ sandigem Boden 0,3 m,
„ kiesigem Boden 0,6 m,
„ grobsteinigem Boden 1,2 m,
„ einem Boden von Conglomerat oder Schiefergestein 1,5 m,
„ einem Boden von geschichtetem Gesteine 1,8 m,
„ einem Boden von hartem und ungeschichtetem Gesteine 3 m.

Wenn nun auch die Geschwindigkeit am Boden kleiner ist als die mittlere Geschwindigkeit im ganzen Querprofile, so wird es doch der Sicherheit wegen gut sein, selbst mit der letzteren die eben angegebenen Grenzen nicht zu überschreiten.

Aus der angenommenen mittleren Geschwindigkeit *c* und aus dem fortzuführenden Wasserquantum *Q* ergiebt sich der Inhalt des Querprofils *F*, und hieraus wieder der Umfang *p* des Wasserprofils; setzt man nun diese Werthe in die Formel

$$\alpha = \frac{h}{l} = \zeta \frac{p}{F} \frac{c^2}{2g} \text{ (s. Thl. I)}$$

ein, so bekommt man den erforderlichen Abhang α des Canals, aus dem sich wieder das Gefälle auf die ganze Canallänge l, $h = \alpha l$ ergiebt.

Hiernach erhält man allerdings unter verschiedenen Verhältnissen sehr verschiedene Abhänge; da indessen ζ im Mittel $= 0{,}007565$, c in der Regel zwischen 0,3 und 1,5 m und bei Aufschlagecanälen $\frac{p}{F}$ zwischen 0,6 und 6 gelegen ist, so folgen die Grenzen der Abhänge bei diesen Canälen:

$$0{,}007565 \,.\, 0{,}6 \,.\, 0{,}3 \,.\, 0{,}3 \,.\, 0{,}051 = 0{,}000021 = \sim \frac{1}{50\,000}$$

und

$$0{,}007565 \,.\, 6 \,.\, 1{,}5 \,.\, 1{,}5 \,.\, 0{,}051 = 0{,}0052 = \sim \frac{1}{200}.$$

Den Abzugscanälen giebt man in der Regel ein größeres Gefälle, um eine größere Geschwindigkeit zu erzeugen und das Wasser, nachdem es gewirkt hat, schnell von der Umtriebsmaschine zu entfernen.

Setzt man für Canäle mit ähnlichen Querschnitten, für welche $\frac{p}{\sqrt{F}} = m$ eine constante Größe ist, deren Werth nur von der Form der Querschnittsfläche abhängt (s. Thl. I), $\frac{p}{F} = \frac{m}{\sqrt{F}}$, so folgt die Neigung der Canalsohle $\alpha = \zeta \frac{m}{\sqrt{F}} \frac{c^2}{2g}$; und es fällt also hiernach dieselbe um so größer aus, je kleiner das Querprofil des Canals ist.

Aus demselben Grunde haben bei gleicher Geschwindigkeit große Flüsse und Ströme einen kleineren Fall als Bäche und Canäle. Beziehen sich p, F, l und c auf einen Graben und p_1, F_1, l_1 und c_1 auf eine Flußstrecke, neben welcher der Graben hinläuft, ist folglich $h = \zeta \frac{pl}{F} \frac{c^2}{2g}$ das Gefälle des ersteren und $h_1 = \zeta \frac{p_1 l_1}{F_1} \frac{c_1^2}{2g}$ das der letzteren, so fällt das durch die Grabenführung gewonnene nutzbare Gefälle

$$h_2 = h_1 - h = \zeta \frac{p_1 l_1}{F_1} \frac{c_1^2}{2g} - \zeta \frac{pl}{F} \frac{c^2}{2g}$$

aus.

Da in der Regel $\frac{p_1}{F_1} < \frac{p}{F}$ ausfällt, so ist zu fordern, daß $lc^2 < l^1 c_1^2$, daß also die Grabenstrecke kürzer sei als die Flußstrecke, und daß die Geschwindigkeit des Wassers in der ersteren kleiner ausfalle als in der letzteren.

Anmerkungen. 1. Hiesigen Aufschlagegräben giebt man 0,00025 bis 0,0005, den Abzugsgräben aber 0,001 bis 0,002 Abhang. Die ursprünglich römische Wasserleitung zu Arcueil bei Paris hat $\alpha = 0{,}000416$, die New-River-Wasserleitung in London aber $\alpha = 0{,}00004735$ u. s. w.

2. Plötzliche Richtungs- und Querschnittsveränderungen sind bei einem Canale thunlichst zu vermeiden, weil dadurch nicht nur Gefälle verloren geht, sondern auch nachtheilige Wirkungen auf das Bett desselben entstehen. Wenn man Canäle an Gehängen hinführt, so sind Krümmungen nicht zu vermeiden, und es ist dann wenigstens dafür zu sorgen, daß dieselben große Halbmesser oder wenigstens größere Querschnitte erhalten.

3. Durch das Ansetzen von Schlamm, Sand und Eis, sowie durch Einwachsen von Wasserpflanzen, wie Schilf u. s. w., wird das Querprofil der Canäle verengt, und dadurch ebenfalls ein Gefällverlust herbeigeführt. Man soll daher die Canäle von Zeit zu Zeit von solchen Hindernissen befreien, übrigens aber die Bildung derselben, zumal durch Bedeckung der Canäle, zu verhindern suchen. Endlich verliert ein Canal auch Wasser durch Verdunstung und Versickerung, gewinnt aber auch wieder durch Quellen und Regen. Sichere Angaben lassen sich jedoch hierüber nicht machen.

4. Wenn man in der Formel $h = \zeta \frac{m l}{\sqrt{F}} \frac{c^2}{2g} = \frac{m l Q^2}{2 g F^{5/2}}$, F um ΔF zunehmen läßt, so nimmt h um $\Delta h = \frac{5}{2} \zeta \frac{m l Q^2 \Delta F}{2 g F^{7/2}}$ ab, und es ist $\frac{\Delta h}{h} = - \frac{5}{2} \frac{\Delta F}{F}$ sowie $\frac{\Delta F}{F} = - \frac{2}{5} \frac{\Delta h}{h}$. Es ist also die relative Gefällvergrößerung $= \frac{5}{2}$mal der relativen Querschnittsverminderung, sowie die relative Querschnittsvergrößerung $= \frac{2}{5}$mal der relativen Gefällverminderung. Die Wassermenge bleibt z. B. dieselbe, ob man den Querschnitt des Grabens um 2 Procent größer oder kleiner, oder ob man das Gefälle desselben um 5 Procent kleiner oder größer macht.

§. 48. **Schützen.** Der Eintritt des Wassers in einen Canal ist entweder frei oder durch eine Schütze zu reguliren. Tritt das Wasser frei aus dem Wehrteiche oder einem Reservoir, worin es als stillstehend anzunehmen ist, so bildet sich eine Senkung des Wasserspiegels, welche auf die Erzeugung der Geschwindigkeit v des Wassers im Canale verwandt wird, daher gleich $\frac{v^2}{2g}$ ist, und stets vom ganzen Canalgefälle abgezogen werden muß. Bei mittleren Geschwindigkeiten von etwa 1 m beträgt jedoch diese Senkung nur circa 50 mm. Wird der Eintritt des Wassers in einen Canal durch ein Schutzbrett regulirt, so sind zwei Fälle von einander zu unterscheiden. Entweder fließt das Wasser frei durch die Schutzöffnung, oder es fließt unter dem die Vorderfläche des Schutzbrettes zum Theil bedeckenden Unterwasser aus. In der Regel ist die Höhe des im Graben fortfließenden Wassers größer als die Oeffnungshöhe und es bildet sich deshalb in einer gewissen Entfernung vor der Schütze AC, Fig. 149 (a. f. S), ein Sprung S. Die Höhe $BC = x$ dieses Sprunges bestimmt sich aus der Geschwindigkeit v

des fortfließenden und aus der Geschwindigkeit v_1 des ankommenden Wassers mittelst der Formel:

$$x = \frac{v_1^2}{2g} - \frac{v^2}{2g},$$

und zieht man diese Höhe von der die Geschwindigkeit v_1 erzeugenden Druckhöhe

$$AC = h = \frac{v_1^2}{2g}$$

ab, so bleibt das zur Erzeugung der Anfangsgeschwindigkeit v verwendete Gefälle

$$AB = h_1 = h - x = \frac{v_1^2}{2g} - \left(\frac{v_1^2}{2g} - \frac{v^2}{2g}\right) = \frac{v^2}{2g};$$

und zwar genau so groß wie beim freien Eintritt. Da die Mündung nie vollkommen glatt und abgerundet ist, so wird sie allerdings noch ein Hinder-

Fig. 149.

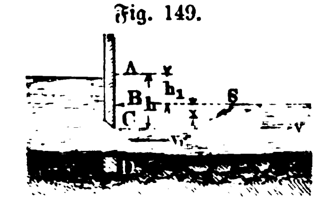
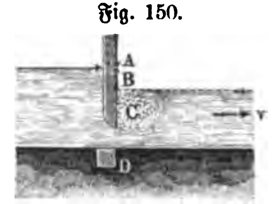


Fig. 150.



niß darbieten und das erforderliche Gefälle noch um 10 oder mehr Procent vergrößern.

Setzt man den Inhalt des Querschnittes vom fortfließenden Wasser gleich G und den der Oeffnung CD gleich F, sowie den Contractionscoefficienten gleich α, so erhält man:

$$Gv = \alpha F v_1,$$

also

$$v = \frac{\alpha F}{G} v_1,$$

und daher die Sprunghöhe:

$$x = a - a_1 = \left[1 - \left(\frac{\alpha F}{G}\right)^2\right] \frac{v_1^2}{2g}.$$

Statt $\frac{v_1^2}{2g}$ die Geschwindigkeits- oder Druckhöhe $AC = h$ und den Widerstandscoefficienten ζ_0 eingeführt, also $h = (1 + \zeta_0) \frac{v_1^2}{2g}$ gesetzt, folgt

$$x = \left[1 - \left(\frac{\alpha F}{G}\right)^2\right] \frac{h}{1 + \zeta_0}.$$

Ist anfänglich die Differenz $a - a_1$ der Wasserhöhen a und a_1 kleiner als $\left[1 - \left(\frac{\alpha F}{G}\right)^2\right] \frac{v_1^2}{2g}$, so zieht sich der Sprung bis zu einer gewissen

Stelle S stromabwärts; ist sie hingegen größer, so zieht er sich aufwärts, so daß zuletzt der in Fig. 150 abgebildete Ausfluß unter Wasser eintritt. Hier wird die Druckhöhe $AB = h$ nicht allein auf die Erzeugung der Geschwindigkeit v des fortfließenden Wassers, sondern auch auf die Ueberwindung des Hindernisses verwendet, welches sich herausstellt, wenn die Geschwindigkeit v_1 in der Mündung plötzlich in die Geschwindigkeit v im Canale verwandelt wird. Setzt man den Inhalt der Mündungsfläche $CD = F$ und den Querschnitt des Canales gleich G, so hat man die durch diesen Uebergang verlorene Druckhöhe

$$h_1 = \frac{(v_1 - v)^2}{2g} = \left(\frac{G}{\alpha F} - 1\right)^2 \frac{v^2}{2g},$$

und daher das erforderliche Gefälle:

$$AB = h = \frac{v^2}{2g} + \left(\frac{G}{\alpha F} - 1\right)^2 \frac{v^2}{2g},$$

d. i.:

$$h = \left[1 + \left(\frac{G}{\alpha F} - 1\right)^2\right] \frac{v^2}{2g}.$$

Man sieht, daß dieses Gefälle oder der Niveauabstand des Wassers vor und hinter dem Schutzbrette um so größer ausfällt, je kleiner die Schutzöffnung F in Ansehung des Canalquerschnittes G ist. Für den freien Eintritt, d. h. für $F = G$ und $\alpha = 1$ erhält man wie oben $h = \frac{v^2}{2g}$.

Beispiel. Ein Canal hat 1,5 m mittlere Breite und liefert bei 1 m Tiefe 1,2 cbm Wasser pr. Secunde; wenn nun seine Speisung durch eine 1,2 m weite und 0,4 m hohe Schutzöffnung erfolgt, um wie viel wird das Wasser hinter dem Schutzbrette tiefer stehen als vor demselben? Es ist:

$$G = 1{,}5 \text{ qm}; \; F = 1{,}2 \,.\, 0{,}4 = 0{,}48 \text{ qm}; \; v = \frac{1{,}2}{1{,}5} = 0{,}8 \text{ m}$$

und

$$v_1 = \frac{1{,}5}{0{,}48}\, 0{,}8 = 2{,}5 \text{ m}.$$

Da nun $\left[1 - \left(\frac{F}{G}\right)^2\right] \frac{v_1^2}{2g} = \left[1 - \left(\frac{0{,}48}{1{,}5}\right)^2\right] 2{,}5^2 . 0{,}051 = 0{,}286$ m kleiner ist als die Differenz der Wassertiefen $a - a_1 = 1 - 0{,}4 = 0{,}6$ m, so wird ein freier Ausfluß nicht stattfinden können. Die Formel

$$h = \left[1 + \left(\frac{G}{F} - 1\right)^2\right] \frac{v^2}{2g}$$

giebt den gesuchten Niveauabstand:

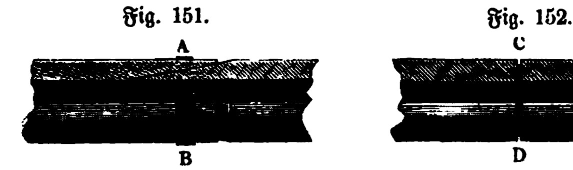
$$h = \left[1 + \left(\frac{1{,}5}{0{,}48} - 1\right)^2\right] 0{,}8^2 . 0{,}051 = 5{,}516 . 0{,}0326 = 0{,}180 \text{ m},$$

welcher jedoch wegen der Hindernisse in der Mündung mindestens noch 10 Proc. größer sein kann.

Leitungsröhren. Röhrenleitungen dienen in der Regel nur zur §. 49.
Fortleitung kleiner Wassermengen, wie sie etwa zum Speisen eine Wassersäulenmaschine mit hohem Gefälle nöthig sind. Da sie rings umschlossen sind, so kann man sie nicht bloß fallend, sondern auch steigend legen. Auch kann das Neigungsverhältniß ein ganz beliebiges sein, wenn nur die Ausmündung unter, und der höchste Punkt der Leitung noch nicht 1 Atmosphäre (10,336 m) über, besser aber ebenfalls unter der Einmündung liegt. Durch Röhrenleitungen lassen sich also Thäler und Anhöhen überschreiten, ohne Brücken und Röschen zu erfordern. Die Leitungsröhren sind aus Holz oder gebranntem Thon, Stein, Glas, Eisen, Blei u. s. w. Am häufigsten kommen die Holz- und Eisenröhren vor, nächstdem aber die Steinröhren.

Zu den hölzernen Leitungsröhren verwendet man gewöhnlich Nadelholz, weil sich daraus leicht gerade Röhren von 4 bis 6 m Länge schneiden lassen. Die Weite der Bohrung beträgt 30 bis 200 mm, sie soll übrigens ein Drittel des äußeren Röhrendurchmessers nicht übertreffen. Die Verbindungsweisen der Röhren untereinander sind aus den Figuren 151 und 152 zu ersehen. Fig. 151 zeigt eine conische Verzapfung mit einem eisernen Ringe

Fig. 151. Fig. 152.



AB und einer Einlage von getheertem Hanf oder getheerter Leinwand. Fig. 152 zeigt eine Verbindung mit einer eisernen Büchse *CD*, welche mit ihren schneidigen Ringen in beide Röhrenenden 20 bis 50 mm tief eindringt.

Die steinernen Röhren sind bis zu 2 m lang, sie werden stumpf zusammengestoßen, mit einem Kitte oder hydraulischem Mörtel und einem über beide Röhrenenden weggreifenden eisernen Ringe verbunden.

Es gehören hierher auch die sogenannten Steinzeugröhren, Portlandcementröhren u. s. w.

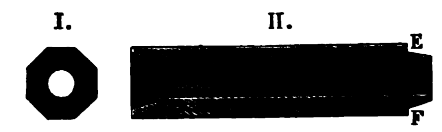
In manchen Fällen lassen sich auch Asphaltröhren mit Vortheil anwenden. Ebenso gezogene Bleiröhren, sowie zusammengelöthete Zinkröhren u. s. w.

Einen Quer- und einen Längendurchschnitt einer steinernen Röhre mit conischer Verzapfung *EF* zeigt Fig. 153 I und II (a. f. S.).

Die eisernen Röhren zeichnen sich durch große Festigkeit und Dauerhaftigkeit vor allen anderen Röhren aus. Sie werden von sehr verschiedenen Weiten und bei mindestens 10 mm Stärke, 3 bis 4 m lang gegossen. Man muß sie vor dem Gebrauche einer hydrostatischen Prüfung unterwerfen. Um sie vor der Oxydation von innen zu schützen, werden dieselben ausgepicht,

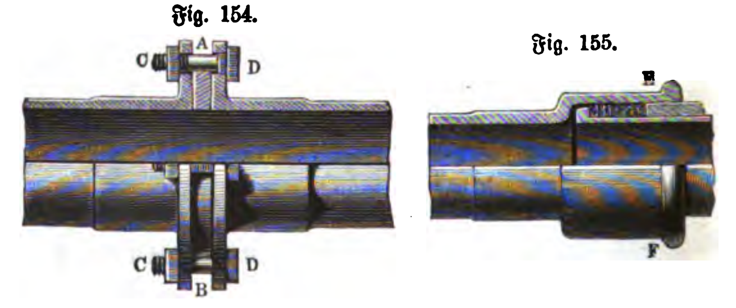
oder überfirnißt, oder auch mit hydraulischem Mörtel bestrichen. Uebrigens ist die Wandstärke von der Weite und vom Drucke abhängig und nach Thl. I zu bestimmen. Die Zusammensetzung der eisernen Röhren erfolgt entweder

Fig. 153.



mittelst Flanschen *AB* und Schrauben *CD*, wie Fig. 154 vor Augen führt, oder mittelst Muffen *EF*, wie Fig. 155 zeigt, oder mittelst Ringen (Sätteln) *GH*, welche, wie Fig. 156 andeutet, über die stumpf zusammengestoßenen Enden von je zwei Röhren weggreifen. Zur Ver-

Fig. 154. Fig. 155.



dichtung dient Leder, Filz, Kautschuk, Blei, Eisenkitt oder Holz, welches letztere in Keilform in die Fugen einzutreiben ist. Zuweilen setzt man auch

Fig. 156. Fig. 157.

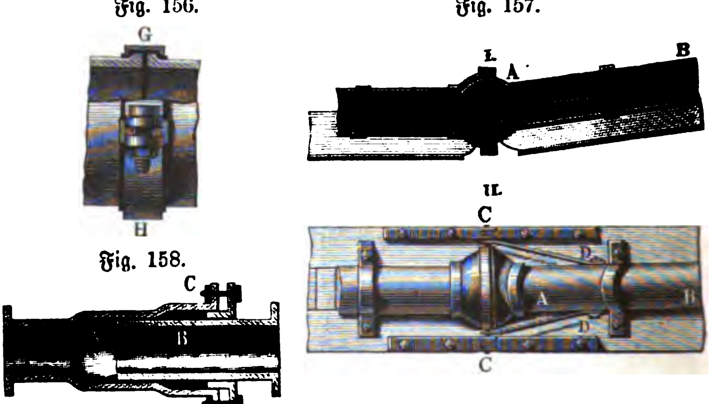


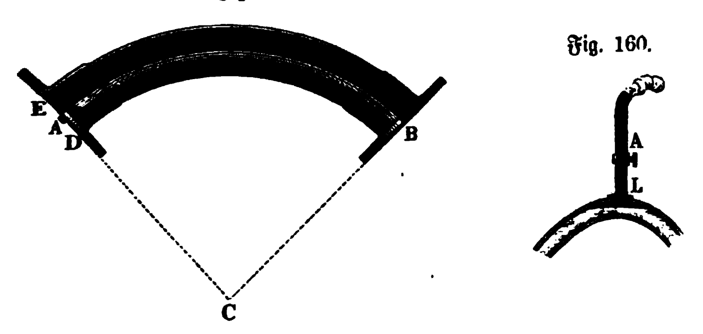
Fig. 158.

noch schwache Eisen- oder Kupferringe inwendig so an, daß sie über beide Röhrenenden weggreifen. Hölzerne und steinerne Röhren lassen sich eben-

falls durch Muffen mit eisernen Röhren verbinden. Noch hat man auch Verbindungen mit der Nuß *A*, wie Fig. 157 I und II zeigt, durch welche sich die Röhren unter beliebigen Winkeln zusammenstoßen lassen. Diese Nußverbindung ist noch mit einer Drehaxe *CC* und zwei Armen *CD*, *CD* ausgerüstet, welche um die Axe *CC* drehbar und mit der Röhre *AB* fest verbunden sind.

Liegen die gußeisernen Röhren nicht tief unter oder wohl gar über der Erde, so erleiden dieselben mit dem Wetter Temperaturveränderungen, die wieder eine Ausdehnung oder Verkürzung der Röhren zur Folge haben. Um daher die nachtheiligen Folgen dieser Veränderung, wie z. B. das Zersprengen, zu vermeiden, müssen sogenannte Compensationsröhren, wie Fig. 158, in die Leitung eingesetzt werden. Die Längenausdehnung des Gußeisens beträgt bei jedem Grad Wärmezunahme 0,0000111; folglich die Längenausdehnung bei 50° Temperaturzunahme (vom tiefsten Winterfroste bis zur höchsten Sommerhitze) $50 \,.\, 0{,}0000111 = 0{,}000555$ oder $\frac{1}{1800}$ von der Länge der ganzen Leitungsröhre. Diese Ausdehnung wird nun durch die Compensationsröhre *A* wieder ausgeglichen, indem sich die folgende

Fig. 159. Fig. 160.



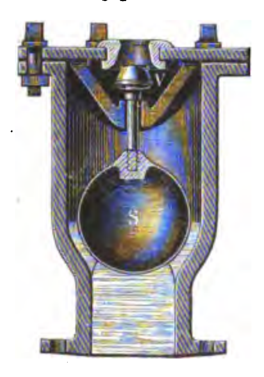
Röhre *B* in ihr verschiebt. Damit dies ungehindert geschehen könne, wird das Ende dieser Röhre abgedreht, und der Verschluß durch eine mit einem Polster gefüllte Stopfbüchse *C* hervorgebracht. In der Regel bringt man auf 100 m Länge eine Compensationsröhre an.

Um das schon bei 0° Wärme eintretende Zufrieren der Röhren zu verhindern, legt man die Röhren mindestens 1 m tief in die Erde, wobei natürlich auch die Zusammenziehung derselben durch die Abkühlung im Winter wegfällt.

Nicht immer lassen sich Röhrenleitungen gerade fortführen, sondern man muß sie bald zur Seite, bald auf- bald abwärts steigend legen. Es ist hierbei aber stets die Regel zu befolgen, plötzliche Richtungsänderungen, also scharfe Knieröhren, gänzlich zu vermeiden, krummen Röhren aber große Krümmungs-

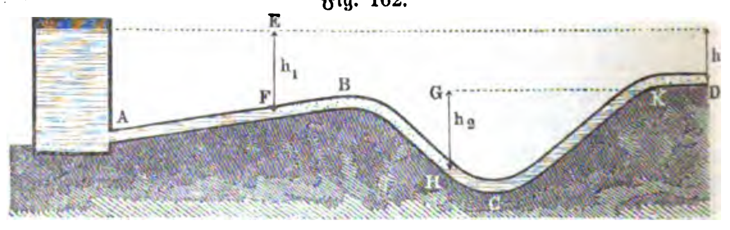
halbmesser oder auch eine größere Weite zu geben. Ein solches gußeisernes Kropfstück ist in Fig. 159 abgebildet. Es ist hier der Ablenkungswinkel $ACB = 90^0$ und das Verhältniß der Röhrenweite DE zum Krümmungshalbmesser CA gleich $^1/_6$. Uebrigens sind plötzliche Querschnittsveränderungen ebenfalls zu vermeiden, sowie bei Ein- und Ausmündungen der Röhrenleitung durch Abrundungen allmälige Uebergänge aus einem Querschnitte in einen anderen zu bewirken. Aufwärtsgehende Krümmlinge, Fig. 160, haben den Nachtheil, daß sich in ihnen die Luft L ansammelt, die den Querschnitt verengt, und wenn sie sich in großer Menge angehäuft hat, denselben ganz einnimmt, und dadurch die Bewegung des Wassers ganz aufhebt. Um diese Anhäufung zu verhindern, setzt man senkrechte Röhren AL, sogenannte Luftständer, Windstöcke, Fig. 160, auf, durch die sich die Luft oder andere sich aus dem Wasser entwickelnde Gase entfernen können. Um diese Luftröhren nicht zu lang machen zu dürfen, verschließt man dieselben mit einem Hahne, der von dem Röhrenwärter von Zeit zu Zeit und jedes Mal so lange zu öffnen ist, bis sich alle Luft entfernt hat und nur Wasser ausströmt. Um selbst dieses Oeffnen durch Menschenhände unnöthig zu machen, wendet man Windstöcke mit Schwimmer, wie Fig. 161 zeigt, an. Hier ist das abschließende Ventil V mit einem hohlen Schwimmer S aus Blech verbunden, der, so lange Wasser im Raume über dem Röhrenscheitel ist, nach oben zu steigen sucht und das Ventil zuhält, dagegen aber niederfällt und das Ventil öffnet, wenn dieser Raum mit Luft ausgefüllt ist.

Fig. 161.



Wenn eine Röhrenleitung $ABCD$, Fig. 162, in der Kröpfung B keinen Windstock hat, so wird die eingeschlossene Luft einerseits durch eine

Fig. 162.

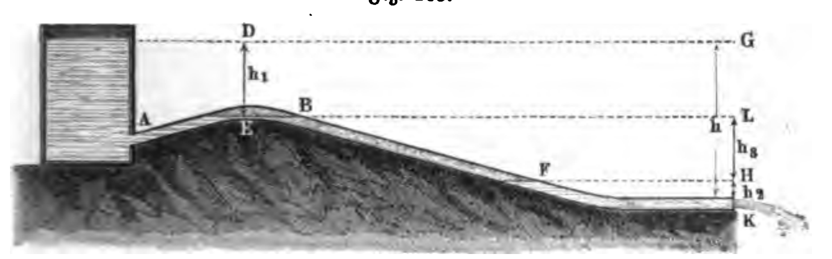


Wassersäule von der Höhe $EF = h_1$ und anderseits durch eine solche von der Höhe $GH = h_2$ gedrückt; ist daher $h_2 = h_1$, und reicht der Wasserspiegel K nicht bis zur Mündung D, so setzt sich der Luftdruck in FBH

mit diesen beiden Wassersäulen ins Gleichgewicht, ohne daß ein Ausfluß bei D erfolgt.

Der Mangel eines Windstockes kann den Abfluß des Wassers durch eine Röhrenleitung zuweilen auch bloß vermindern. Einen solchen Fall stellt die Leitung ABC, Fig. 163, dar, wo die Höhe z der Wassersäule, welche den Druck der in EBF eingeschlossenen Luft mißt, nur wenig kleiner ist als die Druckhöhe $DE = h_1$ des zufließenden Wassers, und deshalb auch die Geschwindigkeit des letzteren sehr klein ausfällt. Von E aus fließt dann das Wasser bis zu einer Stelle F auf dem Boden der Röhre hin, ohne eine

Fig. 163.

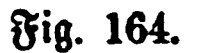


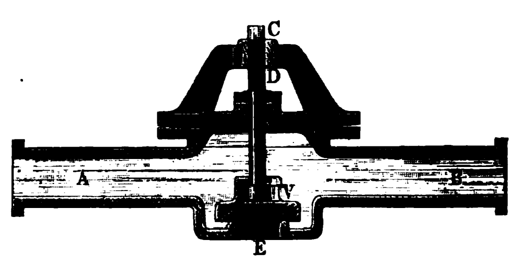
Druckveränderung zu erleiden, und von F aus strömt es bis zur Mündung K mit gefülltem Querschnitt. Es ist also dann die Druckhöhe in der Ausmündung K nicht $GK = h$, sondern $HK = h_2$ plus z, oder nahe gleich $h_1 + h_2$, und daher das Gefälle $HL = h_3$ zwischen E und F ganz verloren.

Sowie sich an den höchsten Stellen einer Röhrenleitung Luft ansammelt, ebenso setzt sich an den tiefsten Punkten derselben Schlamm, Sand u. s. w. nieder. Um diese Niederschläge von Zeit zu Zeit zu entfernen, bringt man an diesen Stellen Ausgußröhren oder Schlammkästen (Wechselhäuschen) an. Die Ausgußröhren münden seitwärts in die Röhre ein, und sind für gewöhnlich durch Hähne oder Stöpsel verschlossen. Die Schlammkästen sind Gefäße, in welche die beiden Theile der Röhrenleitung einmünden, durch die also das Wasser mit verminderter Geschwindigkeit hindurchströmen muß. Das Absetzen des Schmandes wird nicht allein durch die langsame Bewegung des Wassers, sondern wohl auch durch eingesetzte Siebe oder Scheidewände erleichtert. Durch Oeffnen eines Spundes im Boden lassen sich diese Kästen von Zeit zu Zeit vom Bodensatze reinigen. Ueberdies ist es nöthig, in Distanzen von 30 oder mehr Meter Spunde an der Röhrenleitung anzubringen, um das Untersuchen und Reinigen der Röhren zu erleichtern. Das Reinigen erfolgt durch Auslassen des Wassers, durch Einführen von Gestängen aus Holz oder Eisen, und das Ablösen von Kalkkrusten durch Salzsäure und durch Einführen eines birnförmigen Eisens,

der sogenannten Rohrbirne. Die Anwendung von Piezometern (s. Thl. I) ist ebenfalls zu empfehlen.

Zur Regulirung des Wassers in Röhren sind noch Hähne, Schieber oder Ventile nöthig. Ein einfaches Sperrventil ist in Fig. 164 abgebildet. Dieses Ventil V sitzt an einem Schraubenbolzen CDV, und bedeckt eine Seitenöffnung E der Röhre AB. Wenn es darauf ankommt, das Wasser durch E abzulassen, so wird CD durch einen Schlüssel umgedreht, wobei sich dann der Bolzen in Folge seiner schraubenförmigen Gestalt bei D und seiner Lagerung in der festen Mutter CD hebt. Die Wirkungen dieser


Fig. 164.



Regulirungsapparate haben wir in Thl. I kennen gelernt. Um endlich noch die Wirkungen der Stöße beim schnellen Schließen einer solchen Vorrichtung zu schwächen, ist es nützlich, durch Gewichte beschwerte Ventile anzubringen, die sich nach außen öffnen, sowie der Druck eine gewisse Grenze überschreitet.

Anmerkung. Ausführlich über Wasserleitungen wird gehandelt in Genieys's Essai sur les moyens de conduire, d'élever et de distribuer les eaux, sowie im Traité théoretique et pratique de la conduite et de la distribution des eaux etc. par Dupuit, Paris 1854 und in der Schrift: Les Fontaines publiques de la ville de Dijon, par Henry Darcy, Paris 1856, ferner über Röhrenleitungen insbesondere in Hagen's Wasserbaukunst, Theil I, in Gerstner's Mechanik, Theil II und in Eytelwein's Hydraulik. Auch in Bornemann's Hydrometrie, Freiberg 1849.

§. 50. **Bewegung des Wassers in zusammengesetzten Röhren.** Die Bewegungsverhältnisse des Wassers in einer Röhrenleitung haben wir bereits kennen gelernt. Ist h das Gefälle, l die Länge, d die Weite einer Leitung, ζ_0 der Widerstandscoefficient beim Eintritt, ζ der Reibungscoefficient, sind ferner ζ_1 u. s. w. die übrigen Widerstandscoefficienten beim Durchgange durch Krümmungen, Hähne u. s. w. zusammen genommen, und ist endlich v die Ausflußgeschwindigkeit, so hat man:

$$h = \left(1 + \zeta_0 + \zeta \frac{l}{d} + \zeta_1 + \cdots\right) \frac{v^2}{2g},$$

oder, wenn Q die Wassermenge bezeichnet,

$$h = \left(1 + \zeta_0 + \zeta \frac{l}{d} + \zeta_1 + \cdots\right) \left(\frac{4\,Q}{\pi}\right)^2 \frac{1}{2\,g\,d^4}.$$

Man sieht hieraus, daß zum Fortführen einer gewissen Wassermenge Q um so weniger Gefälle erfordert wird, je größer die Weite der Leitung ist. Wendet man statt einer Röhre deren zwei an, welche zusammen ebenso viel Querschnitt haben als die einfache, und läßt man von jeder die halbe Wassermenge fortführen, so ist das erforderliche Gefälle:

$$h_1 = \left(1 + \zeta_0 + \zeta \frac{l}{d\sqrt{1/2}} + \zeta_1 + \cdots\right) \left(\frac{2\,Q}{\pi}\right)^2 \frac{1}{2\,g\,(d\sqrt{1/2})^4}$$

$$= \left(1 + \zeta_0 + \zeta \frac{l\sqrt{2}}{d} + \zeta_1 + \cdots\right) \left(\frac{4\,Q}{\pi}\right)^2 \frac{1}{2\,g\,d^4},$$

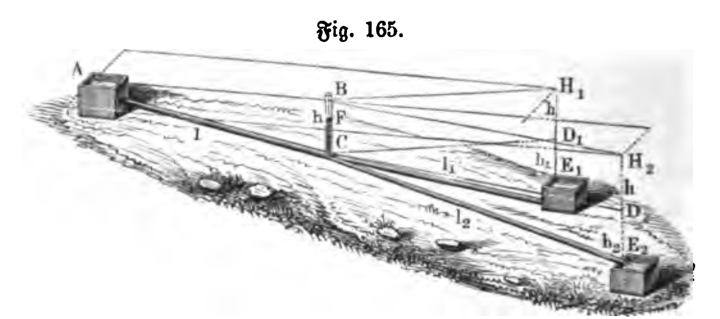
also größer als im ersten Falle. Es ist daher mechanisch vollkommener, statt mehrerer Röhren nur eine anzuwenden, deren Querschnitt so groß ist wie die Querschnitte der einzelnen Röhren zusammen.

Sehr zusammengesetzt fallen die Rechnungen für ganze Wasserleitungssysteme aus, wo sich die Röhrenleitungen in Zweige theilen, die sich nach Befinden wieder weiter verzweigen u. s. w. Auch kommt es vor, daß sich zwei oder mehrere Zweige einer Wasserleitung vereinigen, wenn sie z. B. das Wasser von verschiedenen Quellen auf eine Maschine führen. Der Gang bei diesen Rechnungen ist wenigstens im Allgemeinen aus Folgendem zu ersehen. Erfolgt die Theilung des Wassers in einem Reservoir, welches viel weiter als die Hauptröhre ist, so kommt das Wasser in demselben wieder zur Ruhe und es wird also hier die ganze lebendige Kraft desselben getödtet, die gleichwohl beim Eintritt in die Zweigröhren wieder nöthig ist. Derselbe Kraftverlust tritt auch ein, wenn sich mehrere Zweige in einem Sammelreservoir vereinigen, aus dem das Wasser wieder durch eine Hauptröhre fortgeführt wird. In diesem Falle läßt sich die Rechnung für die Haupt- und für jede Zweigröhre besonders durchführen, weshalb etwas Weiteres hierüber nicht zu sagen ist. Damit das Theilen oder Ansammeln des Wassers in solchen Zwischenreservoiren nur zu mäßigen Gefällverlusten führe, ist es nöthig, diese Behälter so hoch zu stellen, daß die Geschwindigkeit des Wassers in jeder der Röhren eine mittlere bleibe.

Bei der einfachen Verzweigung oder Gabelung ist es mechanisch vortheilhaft, die Anordnung so zu treffen, daß sich das Wasser in allen Röhren mit einerlei Geschwindigkeit bewege. Wenn nun noch die Gabelung im richtigen Verhältnisse gekrümmt ist, so daß eine plötzliche Richtungsänderung bei dem Uebertritte des Wassers aus der Hauptröhre in eine Zweigröhre nicht vorkommt, so läßt sich annehmen, daß hierbei ein namhafter Verlust an Druck oder lebendigem Gefälle nicht stattfinde.

In dem in Fig. 165 abgebildeten Falle sei h das Gefälle $BC = H_1 D_1 = H_2 D_2$, l die Länge und d die Weite der Hauptröhre AC, ferner h_1 das Gefälle $D_1 E_1$, l_1 die Länge und d_1 die Weite der einen, sowie h_2 das Gefälle $D_2 E_2$, l_2 die Länge und d_2 die Weite der anderen Zweigröhre, ferner seien c, c_1, c_2 die

Fig. 165.



Geschwindigkeiten des Wassers in diesen drei Röhren, und endlich sei ζ_0 der Widerstandscoefficient für den Eintritt, sowie ζ der Reibungscoefficient des Wassers.

Bezeichnet nun noch z den Piezometerstand oder die Druckhöhe CF am Ende des Hauptstranges, so läßt sich setzen:

$$\text{I.} \quad BF = CB - CF = h - z = \left(1 + \zeta_0 + \zeta \frac{l}{d}\right) \frac{c^2}{2g},$$

ferner:

$$\text{II.} \quad CF + D_1 E_1 = z + h_1 = \frac{c_1^2}{2g} - \frac{c^2}{2g} + \zeta \frac{l_1}{d_1} \frac{c_1^2}{2g},$$

$$\text{III.} \quad CF + D_2 E_2 = z + h_2 = \frac{c_2^2}{2g} - \frac{c^2}{2g} + \zeta \frac{l_2}{d_2} \frac{c_2^2}{2g}.$$

Da die Wassermenge

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} c$$

der Hauptröhre gleich ist die Summe der Wassermengen

$$Q_1 = \frac{\pi d_1^2}{4} c_1 \text{ und } Q_2 = \frac{\pi d_2^2}{4} c_2$$

der beiden Zweigröhren, so gilt noch folgende Gleichung:

$$\text{IV.} \quad d^2 c = d_1^2 c_1 + d_2^2 c_2.$$

Mit Hülfe dieser vier Gleichungen lassen sich natürlich auch vier Größen berechnen. In den gewöhnlichen Fällen sind die Gefälle, Röhrenlängen und Wassermengen gegeben und es wird nach den erforderlichen Röhrenweiten u. s. w. gefragt. Nimmt man die Geschwindigkeit c des Wassers in der Hauptröhre als gegeben an, so kann zunächst die Weite dieser Röhre mittelst der Formel:

$$1)\quad d = \sqrt{\frac{4\,Q}{\pi c}} = 1{,}1284\sqrt{\frac{Q}{c}}$$

berechnet, und hiernach wieder, mit Hülfe von I. die Piezometerhöhe an dem Theilungspunkte C:

$$2)\quad z = h - \left(1 + \zeta_0 + \zeta\,\frac{l}{d}\right)\frac{c^2}{2g}$$

bestimmt werden.

Setzt man diesen Werth für z in den Gleichungen II. und III., so erhält man, nach gehöriger Umformung, folgende Bestimmungsgleichungen für die Weiten d_1 und d_2 der Zweigröhren:

$$3)\ d_1 = \sqrt[5]{\frac{\zeta l_1 + d_1}{2g\,(z + h_1) + c^2}\left(\frac{4\,Q_1}{\pi}\right)^2}$$

und

$$4)\ d_2 = \sqrt[5]{\frac{\zeta\,l_2 + d_2}{2g\,(z + h_2) + c^2}\left(\frac{4\,Q_2}{\pi}\right)^2}.$$

Um die Näherungswerthe zu erhalten, kann man anfangs d_1 und d_2 unter dem Wurzelzeichen vernachlässigen. Fallen c_1 und c_2 sehr verschieden von c aus, so hat man noch auf die Veränderlichkeit des Reibungscoefficienten ζ Rücksicht zu nehmen, demselben also für jede der drei Röhren besondere Werthe beizulegen und hiermit die Bestimmung von d_1 und d_2 zu wiederholen.

Beispiel. Eine Röhrenfahrt, welche aus einer Haupt- und zwei Zweigröhren bestehen soll, ist dazu bestimmt, in einem Zweige 0,5 und im anderen 0,8 cbm Wasser pr. Minute fortzuleiten, und es hat sich durch ein Nivellement ergeben, daß die Hauptröhre bei 300 m Länge, 1,2 m, die erste Zweigröhre bei 200 m Länge 0,9 m und die andere Zweigröhre bei 60 m Länge 0,3 m Gefälle erhalten kann; welche Weiten muß man den einzelnen Röhren geben? Wenn man dem Wasser in der Hauptröhre 0,75 m Geschwindigkeit ertheilen will, so muß man dieser Röhre die Weite:

$$d = \sqrt{\frac{4\,Q}{\pi\,c}} = \sqrt{\frac{4\,.\,1{,}3}{60\,.\,0{,}75\,\pi}} = \sqrt{0{,}03677} = 0{,}192 \text{ m}$$

geben. Nimmt man nun (nach Thl. I) den Widerstandscoefficienten für den Eintritt, $\zeta_0 = 0{,}505$, und den Reibungscoefficienten der Geschwindigkeit $c = 0{,}75$ m entsprechend, $\zeta = 0{,}0253$ an, ferner $2g = 19{,}62$ und $\left(\frac{4}{\pi}\right)^2 = 1{,}621$, so folgt für den Piezometerstand an dem Theilungspunkte:

$$z = h - \left(1 + \zeta_0 + \zeta\,\frac{l}{d}\right)\frac{c^2}{2g} = 1{,}2 - \left(1 + 0{,}505 + 0{,}0253\,\frac{300}{0{,}192}\right)0{,}75^2\,.\,0{,}051$$
$$= 1{,}2 - 41{,}036\,.\,0{,}0287 = 0{,}022 \text{ m}.$$

Nimmt man vorläufig auch für die Zweigröhre $\zeta = 0{,}0253$ an, und vernachlässigt man anfangs die Glieder d_1 und d_2 auf der rechten Seite, so erhält man:

$$z + h_1 = 0{,}022 + 0{,}9 = 0{,}922 \text{ m},$$
$$z + h_2 = 0{,}022 + 0{,}3 = 0{,}322 \text{ m},$$
$$\left(\frac{4\, Q_1}{\pi}\right)^2 = 1{,}621 \left(\frac{0{,}5}{60}\right)^2 = 0{,}000113$$

und

$$\left(\frac{4\, Q_2}{\pi}\right)^2 = 1{,}621 \left(\frac{0{,}8}{60}\right)^2 = 0{,}000288,$$

sowie

$$d_1 = \sqrt[5]{\frac{0{,}0253\,.\,200\,.\,0{,}000113}{19{,}62\,.\,0{,}922 + 0{,}75^2}} = 0{,}125 \text{ m}$$

und

$$d_2 = \sqrt[5]{\frac{0{,}0253\,.\,60\,.\,0{,}000288}{19{,}62\,.\,0{,}322 + 0{,}75^2}} = 0{,}14[illegible] \text{ m}.$$

Diesen Durchmessern entsprechen die Geschwindigkeiten

$$c_1 = \frac{4\, Q_1}{\pi d_1^2} = \frac{0{,}5}{0{,}01227\,.\,60} = 0{,}679 \text{ m}$$

und

$$c_2 = \frac{4\, Q_2}{\pi d_2^2} = \frac{0{,}8}{0{,}01651\,.\,60} = 0{,}807 \text{ m},$$

welchen nach Thl. I die Widerstandscoefficienten $\zeta = 0{,}0259$ und $0{,}0250$ angehören. Es folgen hiernach schärfer die Röhrenweiten:

$$d_1 = \sqrt[5]{\frac{0{,}0259\,.\,200 + 0{,}125}{19{,}62\,.\,0{,}922 + 0{,}679^2}\, 0{,}000113} = 0{,}127 \text{ m}$$

und

$$d_2 = \sqrt[5]{\frac{0{,}0250\,.\,60 + 0{,}145}{19{,}62\,.\,0{,}322 + 0{,}807^2}\, 0{,}000288} = 0{,}146 \text{ m}.$$

§. 51. **Zusammengesetzte Leitungsröhren.** Wenn die Theilung der Hauptröhre in zwei Röhren in einem besonderen Behälter erfolgt, worin das Wasser eine freie Oberfläche annimmt, so gehen die obigen Gleichungen unter I., II. und III. in folgende über:

$$\text{I.}\quad h = \left(1 + \zeta_0 + \zeta\, \frac{l}{d}\right) \frac{c^2}{2\, g},$$
$$\text{II.}\quad h_1 = \left(1 + \zeta_0 + \zeta\, \frac{l_1}{d_1}\right) \frac{c_1^2}{2\, g}$$

und

$$\text{III.}\quad h_2 = \left(1 + \zeta_0 + \zeta\, \frac{l_2}{d_2}\right) \frac{c_2^2}{2\, g},$$

wobei h den senkrechten Abstand des Wasserspiegels A im oberen Reservoir über dem im mittleren bezeichnet, und h_1 sowie h_2 von dem letzteren Wasserspiegel entweder bis zum Wasserspiegel E_1 im unteren Gefäße oder bis zur Mündungsmitte E_2 der Zweigröhre CE_2 gemessen wird, je nachdem der Ausfluß unter Wasser oder frei erfolgt.

Giebt man auch hier c, also $d = \sqrt{\frac{4\,Q}{\pi c}}$, so kann man mittelst der Gleichung I. zuerst den Niveauabstand h berechnen, und zieht man denselben von dem ganzen Gefälle zwischen A und E_1, sowie zwischen A und E_2 ab, so erhält man die Gefälle h_1 und h_2 der Zweigröhren CE_1 und CE_2, deren Durchmesser d_1 und d_2 sich dann durch die Formeln

$$d_1 = \sqrt[5]{\frac{(1 + \zeta_0)\,d_1 + \zeta l_1}{2\,g h_1}\left(\frac{4\,Q_1}{\pi}\right)^2}$$

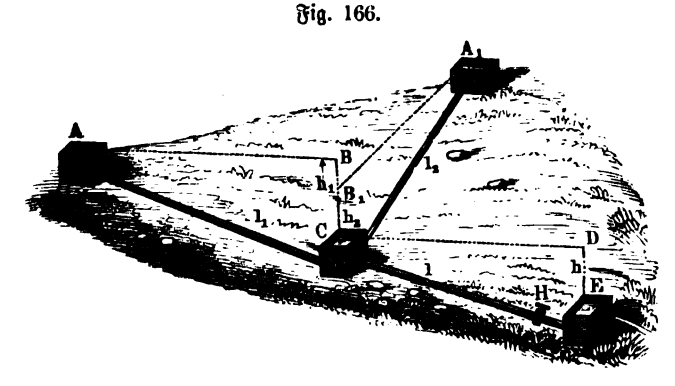
und

$$d_2 = \sqrt[5]{\frac{(1 + \zeta_0)\,d_2 + \zeta l_2}{2\,g h_2}\left(\frac{4\,Q_2}{\pi}\right)^2}$$

berechnen lassen.

Vorstehende Formeln finden auch dann ihre Anwendung, wenn, wie Fig. 166 darstellt, sich zwei Röhrenstränge AC und A_1C in einem Reservoir C vereinigen und das von beiden gelieferte Wasser in einem Hauptstrange CE weiter fortgeführt wird. Es bezeichnen dann h das Gefälle DE, l die Länge, d die Weite u. s. w. der Hauptröhre CE, ferner h_1 das Gefälle BC, l_1 die Länge, d_1 die Weite u. s. w. der einen Zweigröhre AC, sowie h_2 das Gefälle B_1C, l_2 die Länge, d_2 die Weite u. s. w. der anderen

Fig. 166.



Zweigröhre A_1C. Auch finden bei einer solchen Confluenz die Formeln des vorigen Paragraphen ihre Anwendung, wenn statt des Sammlers C eine einfache Gabelröhre angebracht ist, wie in Fig. 165.

Kommen in der Leitung noch Kröpfe oder Kniestücke vor, so muß natürlich der Widerstand, welchen das Wasser beim Durchgange durch dieselben zu überwinden hat, in Betracht gezogen werden, und ebenso ist es, wenn Regulirungsapparate, z. B. Stellhähne wie H, in der Röhrenleitung angebracht sind. Ist ζ_2 der Widerstandscoefficient für eine gewisse Stellung eines solchen Apparates (s. Thl. I), so hat man in demjenigen der obigen

$$z + h_1 = 0{,}022 + 0{,}9 = 0{,}922 \text{ m},$$
$$z + h_2 = 0{,}022 + 0{,}3 = 0{,}322 \text{ m},$$
$$\left(\frac{4\,Q_1}{\pi}\right)^2 = 1{,}621 \left(\frac{0{,}5}{60}\right)^2 = 0{,}000113$$

und

$$\left(\frac{4\,Q_2}{\pi}\right)^2 = 1{,}621 \left(\frac{0{,}8}{60}\right)^2 = 0{,}000288,$$

sowie

$$d_1 = \sqrt[5]{\frac{0{,}0253\,.\,200\,.\,0{,}000113}{19{,}62\,.\,0{,}922 + 0{,}75^2}} = 0{,}125 \text{ m}$$

und

$$d_2 = \sqrt[5]{\frac{0{,}0253\,.\,60\,.\,0{,}000288}{19{,}62\,.\,0{,}322 + 0{,}75^2}} = 0{,}14[illegible] \text{ m}.$$

Diesen Durchmessern entsprechen die Geschwindigkeiten

$$c_1 = \frac{4\,Q_1}{\pi d_1^2} = \frac{0{,}5}{0{,}01227\,.\,60} = 0{,}679 \text{ m}$$

und

$$c_2 = \frac{4\,Q_2}{\pi . d_2^2} = \frac{0{,}8}{0{,}01651\,.\,60} = 0{,}807 \text{ m},$$

welchen nach Thl. I die Widerstandscoefficienten $\zeta = 0{,}0259$ und $0{,}0250$ angehören. Es folgen hiernach schärfer die Röhrenweiten:

$$d_1 = \sqrt[5]{\frac{0{,}0259\,.\,200 + 0{,}125}{19{,}62\,.\,0{,}922 + 0{,}679^2}\,0{,}000113} = 0{,}127 \text{ m}$$

und

$$d_2 = \sqrt[5]{\frac{0{,}0250\,.\,60 + 0{,}145}{19{,}62\,.\,0{,}322 + 0{,}807^2}\,0{,}000288} = 0{,}146 \text{ m}.$$

§. 51. **Zusammengesetzte Leitungsröhren.** Wenn die Theilung der Hauptröhre in zwei Röhren in einem besonderen Behälter erfolgt, worin das Wasser eine freie Oberfläche annimmt, so gehen die obigen Gleichungen unter I., II. und III. in folgende über:

$$\text{I. } h = \left(1 + \zeta_0 + \zeta\,\frac{l}{d}\right)\frac{c^2}{2\,g},$$

$$\text{II. } h_1 = \left(1 + \zeta_0 + \zeta\,\frac{l_1}{d_1}\right)\frac{c_1^2}{2\,g}$$

und

$$\text{III. } h_2 = \left(1 + \zeta_0 + \zeta\,\frac{l_2}{d_2}\right)\frac{c_2^2}{2\,g},$$

wobei h den senkrechten Abstand des Wasserspiegels A im oberen Reservoir über dem im mittleren bezeichnet, und h_1 sowie h_2 von dem letzteren Wasserspiegel entweder bis zum Wasserspiegel E_1 im unteren Gefäße oder bis zur Mündungsmitte E_2 der Zweigröhre CE_2 gemessen wird, je nachdem der Ausfluß unter Wasser oder frei erfolgt.

Giebt man auch hier c, also $d = \sqrt{\frac{4\,Q}{\pi c}}$, so kann man mittelst der Gleichung I. zuerst den Niveauabstand h berechnen, und zieht man denselben von dem ganzen Gefälle zwischen A und E_1, sowie zwischen A und E_2 ab, so erhält man die Gefälle h_1 und h_2 der Zweigröhren CE_1 und CE_2, deren Durchmesser d_1 und d_2 sich dann durch die Formeln

$$d_1 = \sqrt[5]{\frac{(1 + \zeta_0)\, d_1 + \zeta l_1}{2\, g h_1} \left(\frac{4\, Q_1}{\pi}\right)^2}$$

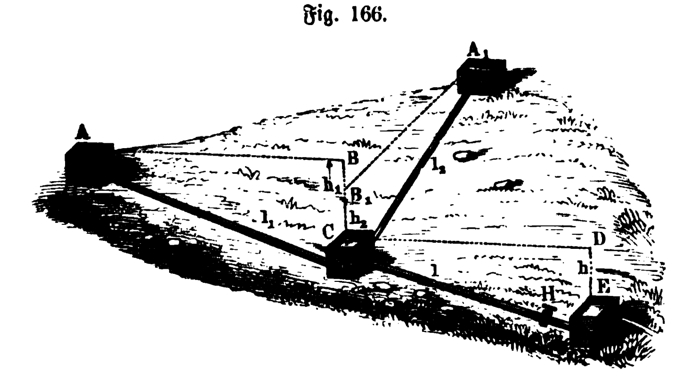
und

$$d_2 = \sqrt[5]{\frac{(1 + \zeta_0)\, d_2 + \zeta l_2}{2\, g h_2} \left(\frac{4\, Q_2}{\pi}\right)^2}$$

berechnen lassen.

Vorstehende Formeln finden auch dann ihre Anwendung, wenn, wie Fig. 166 darstellt, sich zwei Röhrenstränge AC und A_1C in einem Reservoir C vereinigen und das von beiden gelieferte Wasser in einem Hauptstrange CE weiter fortgeführt wird. Es bezeichnen dann h das Gefälle DE, l die Länge, d die Weite u. s. w. der Hauptröhre CE, ferner h_1 das Gefälle BC, l_1 die Länge, d_1 die Weite u. s. w. der einen Zweigröhre AC, sowie h_2 das Gefälle B_1C, l_2 die Länge, d_2 die Weite u. s. w. der anderen

Fig. 166.



Zweigröhre A_1C. Auch finden bei einer solchen Confluenz die Formeln des vorigen Paragraphen ihre Anwendung, wenn statt des Sammlers C eine einfache Gabelröhre angebracht ist, wie in Fig. 165.

Kommen in der Leitung noch Kröpfe oder Kniestücke vor, so muß natürlich der Widerstand, welchen das Wasser beim Durchgange durch dieselben zu überwinden hat, in Betracht gezogen werden, und ebenso ist es, wenn Regulirungsapparate, z. B. Stellhähne wie H, in der Röhrenleitung angebracht sind. Ist ζ_2 der Widerstandscoefficient für eine gewisse Stellung eines solchen Apparates (s. Thl. I), so hat man in demjenigen der obigen

Ausdrücke, welcher der Leitröhre entspricht, worin dieser Apparat vorkommt, den Widerstandscoefficienten ζ_0 für den Eintritt in die Röhre noch um ζ_2 zu vergrößern, also anstatt ζ_0, $\zeta_0 + \zeta_2$ zu setzen, um dem obigen Ausdrucke auch in diesem Falle Gültigkeit zu verschaffen.

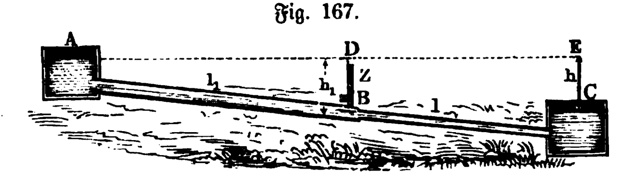
Kommt in einer Leitungsröhre eine kantige Querschnittsveränderung vor, welche eine plötzliche Geschwindigkeitsveränderung des Wassers zur Folge hat, so tritt noch ein Widerstand hinzu, welcher durch die Druckhöhe

$$h_1 = \frac{(c_1 - c)^2}{2g}$$

gemessen wird, wenn c_1 und c die beiden Geschwindigkeiten des Wassers bezeichnen.

Wenn ein Röhrenstrang ABC, Fig. 167, aus einem weiteren und einem engeren Röhrenstück zusammengesetzt ist, so fällt natürlich auch der Widerstand in demselben anders aus, als wenn derselbe an allen Stellen eine und dieselbe Weite hat.

Fig. 167.



Ist l die Länge, d die Weite der unteren Röhre BC, sowie c die Geschwindigkeit des Wassers in derselben, ferner l_1 die Länge, d_1 die Weite und h_1 die Druckhöhe BD der oberen Röhre AB, sowie c_1 die Geschwindigkeit des Wassers in derselben, und bezeichnet h das ganze Gefälle CE, sowie z den Piezometerstand BZ an der Stelle B, wo die Querschnittsveränderung eintritt, so hat man:

$$h_1 - z = \left(1 + \zeta_0 + \zeta_1 \frac{l_1}{d_1}\right) \frac{c_1^2}{2g},$$

sowie

$$h - (h_1 - z) = \frac{c^2}{2g} - \frac{c_1^2}{2g} + \frac{(c - c_1)^2}{2g} + \zeta \frac{l}{d} \frac{c^2}{2g},$$

und es folgt durch Addition:

$$h = \left(\zeta_0 + \zeta_1 \frac{l_1}{d_1}\right) \frac{c_1^2}{2g} + \frac{c^2}{2g} + \frac{(c - c_1)^2}{2g} + \zeta \frac{l}{d} \frac{c^2}{2g}.$$

Da $\frac{c_1}{c} = \frac{d^2}{d_1^2}$ ist, so läßt sich

$$c_1 = \left(\frac{d}{d_1}\right)^2 c$$

einführen, und wenn man nun nach Thl. I

$$\frac{(c-c_1)^2}{2g} = \left(1-\frac{c_1}{c}\right)^2 \frac{c^2}{2g} = \left[1-\left(\frac{d}{d_1}\right)^2\right]^2 \frac{c^2}{2g} = \zeta_2 \frac{c^2}{2g}$$

setzt, so erhält man folgende Bestimmungsgleichung:

$$2gh = \left[1 + \zeta_2 + \zeta \frac{l}{d} + \left(\zeta_0 + \zeta_1 \frac{l_1}{d_1}\right)\left(\frac{d}{d_1}\right)^4\right] c^2.$$

Ist das ganze Gefälle gegeben, so erhält man hiernach die Ausflußgeschwindigkeit:

$$c = \sqrt{\frac{2gh}{1 + \zeta_2 + \zeta \frac{l}{d} + \left(\zeta_0 + \zeta_1 \frac{l_1}{d_1}\right)\left(\frac{d}{d_1}\right)^4}},$$

woraus sich dann das Wasserquantum

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} c$$

berechnen läßt.

Giebt man das letztere, so hat man hingegen für die erforderliche Röhrenweite:

$$d = \sqrt[5]{\frac{(1+\zeta_2)\,d + \zeta l}{2gh\left(\frac{\pi}{4Q}\right)^2 - \left(\zeta_0 + \zeta_1 \frac{l_1}{d_1}\right)\frac{1}{d_1^4}}}.$$

Beispiel. Wenn die Wasserleitung in Fig. 167 aus einer Röhre BC von 60 m Länge und 80 mm Weite und aus einer Röhre AB von 100 m Länge und 120 mm Weite besteht, und das Totalgefälle derselben 1,5 m beträgt, so kann man, da sich $\zeta_0 = 0{,}505$ und $\zeta_2 = \left[1-\left(\frac{d}{d_1}\right)^2\right]^2 = \left(1-\frac{4}{9}\right)^2 = 0{,}308$, sowie vorläufig $\zeta = 0{,}024$ und $\zeta_1 = 0{,}028$ annehmen läßt, die Geschwindigkeit des Wassers in der engeren Röhre:

$$c = \sqrt{\frac{2\,.\,9{,}81\,.\,1{,}5}{1{,}308 + 0{,}024\,\frac{60}{0{,}08} + \left(0{,}505 + 0{,}028\,\frac{100}{0{,}12}\right)\frac{2^4}{3^4}}} = 1{,}107\ \mathrm{m}$$

und folglich die in der weiteren Röhre

$$c_1 = \left(\frac{d}{d_1}\right)^2 c = \frac{4}{9}\cdot 1{,}107 = 0{,}492\ \mathrm{m}$$

setzen.

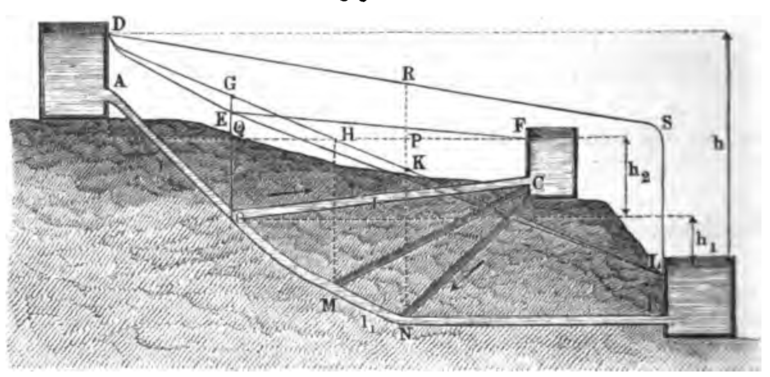
Diesen Geschwindigkeiten entsprechen die von den angenommenen nur wenig abweichenden Werthe $\zeta = 0{,}0234$ und $0{,}028$; das Wasserquantum beträgt pro Secunde

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} c = 0{,}785\,.\,0{,}08^2\,.\,1{,}107 = 0{,}00556\ \mathrm{cbm} = 5{,}56\ \text{Liter}.$$

Drucklinie einer Röhrenleitung. Die durch die Piezometerstände einer Röhrenleitung AMB, Fig. 168, gehende Drucklinie $DGHKL$ §. 52.

giebt eine vollständige Uebersicht über den Druck des Wassers an jeder Stelle der Leitung. Z. B. in O wird der Druck des Wassers durch den Piezometerstand OG, in M durch den Piezometerstand MH gemessen u. s. w. Bei Röhrenleitungen mit Querschnitts- und Richtungsänderungen ist die Drucklinie gekrümmt; sie zieht sich z. B. an den Stellen, wo die Röhre eng ist, und folglich das Wasser schnell fließt, nach unten, dagegen an den Stellen, wo dieselbe einen größeren Querschnitt hat, folglich das Wasser langsam

Fig. 168.



fließt, nach oben. Wenn die Röhrenleitung AMB, welche zwei Behälter A und B in Verbindung setzt, durch eine zweite Röhre mit einem dritten Behälter C communicirt, so entsteht zunächst die Frage, ob das Wasser aus C nach AB, oder ob es aus AB nach C fließt. Schneidet die Ebene des Wasserspiegels in C die Drucklinie $DGHKL$ in H, so ist jedenfalls die senkrecht unter H liegende Stelle M der Röhre AMB diejenige, wo eine von C nach AB führende Seitenröhre CM in AMB einmünden kann, ohne daß Wasser aus C heraus oder in C hineinströmt. Legt man die Einmündung nach dem Punkte N, dessen Tiefe NP unter dem Wasserspiegel in C größer ist als der Piezometerstand NK, so fließt das Wasser aus C nach N und von da weiter nach B; läßt man dagegen die Communicationsröhre im Punkte O einmünden, dessen Tiefe OQ unter dem Wasserspiegel in C kleiner ist als der Piezometerstand OG, so fließt das Wasser aus A nicht allein nach B, sondern zum Theil nach C; es sind also dann beide Behälter B und C Sammelbehälter, wogegen im ersten Falle nur B ein solcher ist.

Bezeichnen wieder, wie in §. 50, l, l_1 und l_2 die Längen; sowie d, d_1 und d_2 die Weiten und h, h_1 und h_2 die Gefälle der Leitungsstücke OA, OB und OC, setzen wir ferner den Piezometerstand im Knotenpunkt O gleich [illegible] und berücksichtigen wir nur die Reibungswiderstände der Röhren, so hat man einfach

$$h - z = \zeta \frac{l}{d} \frac{c^2}{2g}$$

$$z + h_1 = \zeta \frac{l_1}{d_1} \frac{c_1^2}{2g}$$

$$z - h_2 = \zeta \frac{l_2}{d_2} \frac{c_2^2}{2g},$$

oder, wenn man die Wassermengen

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} c, \quad Q_1 = \frac{\pi d_1^2}{4} c_1 \text{ und } Q_2 = \frac{\pi d_2^2}{4} c_2$$

einführt, und zur Vereinfachung

$$\left(\frac{4}{\pi}\right)^2 \frac{\zeta}{2g} = \psi$$

setzt,

$$h - z = \left(\frac{4}{\pi}\right)^2 \frac{\zeta}{2g} \frac{l Q^2}{d^5} = \frac{\psi l Q^2}{d^5},$$

$$z + h_1 = \frac{\psi l_1 Q_1^2}{d_1^5} \text{ und } z - h_2 = \frac{\psi l_2 Q_2^2}{d_2^5}.$$

Nun ist aber $Q = Q_1 + Q_2$, daher folgt

$$\sqrt{\frac{(h - z) d^5}{l}} = \sqrt{\frac{(z + h_1) d_1^5}{l_1}} + \sqrt{\frac{(z - h_2) d_2^5}{l_2}}$$

oder, wenn die Röhrenleitung überall gleich weit ist,

$$\sqrt{\frac{h - z}{l}} = \sqrt{\frac{z + h_1}{l_1}} + \sqrt{\frac{z - h_2}{l_2}}.$$

Es ist folglich im letzteren Falle der Piezometerstand z im Knotenpunkt O weder von der Röhrenweite d noch vom Wasserquantum Q abhängig.

Wäre das Reservoir C von der Röhrenleitung AB abgesperrt, so wäre das Abflußquantum nach B

$$Q_0 = \sqrt{\frac{(h + h_1) d^5}{\psi (l + l_1)}}.$$

Hieraus folgt mit Rücksicht auf obige Werthe von Q, Q_1 und Q_2:

$$Q_0^2 (l + l_1) = \frac{h + h_1}{\psi} d^5 = \frac{h - z}{\psi} d^5 + \frac{z + h_1}{\psi} d^5$$

$$= Q^2 l + Q_1^2 l_1 = (Q_1 + Q_2)^2 l + Q_1^2 l_1,$$

daher

$$Q_1^2 + \frac{2 Q_2 l}{l + l_1} Q_1 = Q_0^2 - \frac{Q_2^2 l}{l + l_1}.$$

Die Auflösung dieser quadratischen Gleichung giebt die Wassermenge, welche durch OB in den Behälter B geführt wird.

$$Q_1 = -\frac{Q_2 l}{l + l_1} + \sqrt{Q_0^2 - Q_2^2 \frac{l l_1}{(l + l_1)^2}}$$

oder annähernd, wenn Q_2 nicht groß ist gegen Q_0,

$$1)\quad Q_1 = Q_0 - \frac{l}{l + l_1} Q_2,$$

und

$$2)\quad Q = Q_1 + Q_2 = Q_0 + \frac{l_1}{l + l_1} Q_2.$$

Durch das Hinzutreten der Röhre OC geht die Drucklinie $DGHKL$ in DEL über und kommt die Drucklinie EF hinzu; jedenfalls ist dann der Piezometerstand in O, $OE > OQ < \overline{OG}$, sowie die Druckhöhendifferenz von AO kleiner als $h - h_2$, dagegen die Druckhöhendifferenz von OB größer als $h_1 + h_2$.

Es läßt sich daher auch setzen:

$$Q < \sqrt{\frac{(h - h_2)\, d^5}{\psi l}}$$

und

$$Q_1 > \sqrt{\frac{(h_1 + h_2)\, d^5}{\psi l_1}},$$

sowie

$$Q_2 = Q - Q_1 < \sqrt{\frac{(h - h_2)\, d^5}{\psi l}} - \sqrt{\frac{(h_1 + h_2)\, d^5}{\psi l_1}}$$

Nehmen wir nun vorläufig

$$Q_2 = \sqrt{\frac{(h - h_2)\, d^5}{\psi l}} - \sqrt{\frac{(h_1 + h_2)\, d^5}{\psi l_1}}$$

an, so können wir mittelst der obigen Formel 1) und 2) annähernd auch Q und Q_1 berechnen, woraus dann genauer $Q_2 = Q - Q_1$ folgt. Durch wiederholte Anwendung der gedachten Formeln kann man so Q, Q_1 und folglich auch Q_2 hinreichend genau bestimmen.

Wenn man bei B durch Stellung eines Hahnes oder anderen Regulators den Druck in der Röhre AMB vergrößert, so daß die Drucklinie in $DRSL$ übergeht, so steigt der Piezometerstand NR im Knotenpunkte N über den Wasserspiegel von C, und es fließt dann durch die Röhre NC ebenfalls Wasser aus A nach C. Um nach Bedürfniß mehr oder weniger Wasser nach B zu leiten, bedarf es daher nur einer größeren oder kleineren Eröffnung des Regulators bei B.

Zweites Capitel.

Von den verticalen Wasserrädern.

Wirkung des Wassers. Das Wasser wirkt als Motor oder setzt Maschinen in Bewegung entweder durch sein Gewicht, indem ihm Gelegenheit gegeben ist, innerhalb der Maschine von einer gewissen Höhe, dem Gefälle herunterzufallen und durch seine Schwere die betreffenden Maschinenorgane mitzunehmen, oder es wirkt durch seine lebendige Kraft, indem es, außerhalb des Rades zum Fall gelangend, hierdurch eine gewisse Geschwindigkeit und bezw. hydraulische Pressung annimmt, vermöge deren es auf gewisse mit der Maschine verbundene Flächen wirkt. In letzterem Falle kann die Wirkung des bewegten Wassers gegen die zu bewegende Maschine ebensowohl eine stoßweise, wie eine stetig drückende sein, wie sich aus dem Folgenden ergeben wird. §. 53.

Ist Q das Wasserquantum (also $Q\gamma$ das Gewicht desselben), welches pr. Secunde zur Wirkung kommt, und h das Gefälle oder die senkrechte Höhe, von welcher dasselbe bei der Wirkung durch sein Gewicht herabsinkt, so verrichtet das Rad die mechanische Arbeit oder Leistung

$$L = Q\gamma h = Qh\gamma.$$

Ist hingegen c die Geschwindigkeit, mit welcher es der Maschine zufließt, so hat man die Leistung, welche es durch seine lebendige Kraft verrichten kann:

$$L = Q\gamma \frac{c^2}{2g}.$$

Damit das Wasser aus der Ruhe in die Geschwindigkeit c versetzt werde, erfordert es ein Gefälle oder eine Geschwindigkeitshöhe $h = \frac{c^2}{2g}$; und man kann daher auch im zweiten Falle:

$$L = Qh\gamma \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

setzen. Es ist also stets das Arbeitsvermögen des Wassers, wie das eines starren Körpers, ein Product aus seinem Gewicht und aus der Höhe, von welcher es herabsinkt.

Zuweilen wirkt das Wasser durch sein Gewicht und durch seine lebendige Kraft zugleich, indem es während seiner Wirkung von der Höhe h herabsinkt

und seine Geschwindigkeit c zusetzt. Dann ist natürlich auch die mechanische Arbeit desselben:

$$L = Q\gamma h + Q\gamma \frac{c^2}{2g} = \left(h + \frac{c^2}{2g}\right) Q\gamma \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

Diese Formel (2) behält auch ihre Gültigkeit für den Fall, daß h die durch eine Wassersäule gemessene hydraulische Pressungshöhe bedeutet, welche das Wasser gleichzeitig mit seiner Geschwindigkeit c während seiner Wirkung auf die Maschine zusetzt.

Die effective Leistung Pv einer hydraulischen Maschine ist allerdings stets kleiner als die eben angegebene disponible mechanische Arbeit $Qh\gamma$, weil noch manche Verluste vorkommen. Erstens kommt oft nicht alles Wasser zur Wirkung, zweitens geht in der Regel ein Theil von dem Gefälle verloren; drittens hält das Wasser, indem es die Maschine verläßt, noch eine gewisse lebendige Kraft zurück, und viertens treten noch andere Nebenhindernisse, wie Reibung u. s. w., hinzu. Es ist hiernach der Wirkungsgrad einer hydraulischen Umtriebsmaschine:

$$\eta = \frac{Pv}{Qh\gamma}$$

zu setzen, und nun die Güte oder Zweckmäßigkeit einer solchen Maschine um so größer, je mehr sich diese Verhältnißzahl der Einheit nähert.

Aus der allgemeinen Formel $L = Qh\gamma$ ist übrigens zu ersehen, daß Gefälle und Wasserquantum gleichen Antheil an der Leistung einer Maschine haben, daß z. B. das doppelte Gefälle ebenso gut die Leistung verdoppelt als das zweifache Wasserquantum, auch daß von zwei Maschinen einerlei Wirkung zu erwarten ist, wovon die eine dreimal so viel Aufschlagewasser hat als die andere, welche wieder dreimal so viel Gefälle benutzt als diese.

Beispiel. Einer Maschine stehen 0,5 cbm Wasser pr. Secunde und 4 m Gefälle zu Gebote, sie benutzt aber von demselben nur 3 m, und das Wasser verläßt dieselbe mit 2 m Geschwindigkeit, endlich verliert dieselbe noch 150 mkg durch die Reibung. Man soll den Wirkungsgrad dieser Maschine angeben. Es ist die disponible Leistung

$$L_0 = 0{,}5 \,.\, 1000 \,.\, 4 = 2000 \text{ mkg},$$

ferner die Leistung, welche dem benutzten Gefälle entspricht,

$$L_1 = 0{,}5 \,.\, 1000 \,.\, 3 = 1500 \text{ mkg},$$

die durch die lebendige Kraft des fortfließenden Wassers verlorene Arbeit

$$L_2 = 0{,}5 \,.\, 1000 \,.\, 0{,}051 \,.\, 2^2 = 102 \text{ mkg},$$

die durch die Reibung consumirte Arbeit war aber

$$L_3 = 150 \text{ mkg};$$

es ist daher die effective Leistung dieser Maschine:

$$Pv = L_1 - L_2 - L_3 = 1500 - 252 = 1248 \text{ mkg}$$

und der Wirkungsgrad derselben

$$\eta = \frac{Pv}{Lo} = \frac{1248}{2000} = 0{,}624.$$

Wasserräder. Die hydraulischen Umtriebsmaschinen sind entweder Radmaschinen (Wasserräder) oder Kolbenmaschinen (Wassersäulenmaschinen). Die Wasserräder sind durch Wasserkraft in Bewegung gesetzte Radwellen (s. Thl. I). Die Wassersäulenmaschinen bestehen im Wesentlichen in einer Wassersäule (mit Wasser angefüllten Röhre) und in einem Kolben, welcher durch den Druck der Wassersäule gegen seine Grundfläche in Bewegung gesetzt wird. §. 54.

Man unterscheidet verticale Wasserräder, d. h. solche mit horizontaler Axe, von den horizontalen Wasserrädern oder den Wasserrädern mit verticaler Axe.

Die verticalen Wasserräder, von denen hier zunächst die Rede ist, sind entweder oberschlächtige oder mittelschlächtige oder unterschlächtige Wasserräder. Bei den Rädern der ersteren Art trifft das Wasser die höheren Punkte des Rades, bei denen der zweiten Art fällt es in der Nähe des Radmittels ein, und bei den unterschlächtigen Rädern kommt das Wasser nahe am Fuße bei dem Rade an. Noch unterscheidet man rückenschlächtige Wasserräder, bei welchen das Wasser zwischen dem Scheitel und dem Mittel des Rades einfällt, und welche daher zwischen den ober- und mittelschlächtigen Rädern innestehen. Bei den oberschlächtigen Wasserrädern wirkt das Wasser vorzüglich durch sein Gewicht, bei den unterschlächtigen Rädern aber in der Regel durch seine, der Trägheit entsprechende lebendige Kraft, und bei den mittelschlächtigen Rädern wirkt es meist durch Gewicht und Trägheit zugleich. Die unterschlächtigen Wasserräder hängen entweder als sogenannte Schiffmühlenräder frei im unbegrenzten Wasser, oder sie sind von Gerinnen und zwar entweder von geraden, Schnurgerinnen, oder von kreisförmigen, Kropfgerinnen, eingeschlossen.

Uebrigens giebt es auch mittelschlächtige Räder im Kropfgerinne, und diese heißen dann gewöhnlich Kropfräder.

Endlich sind noch von den übrigen Wasserrädern die Ponceleträder zu unterscheiden, bei welchen das Wasser zwar auch wie bei den gewöhnlichen unterschlächtigen Rädern, durch seine lebendige Kraft, aber nicht stoßend, sondern vermöge eines stetigen Druckes wirkt, indem es an krummen Flächen auf- und hinabsteigt.

Zellenräder. Ein gewöhnliches verticales Wasserrad besteht aus einer hölzernen oder eisernen Welle mit zwei Zapfen, ferner aus zwei (seltener ein, drei oder mehreren) ringförmigen Kränzen, und aus mehr oder §. 55.

weniger radiallaufenden Armen, welche die Kränze mit der Welle verbinden, ferner aus den Schaufeln zwischen den Kränzen und endlich, nach Befinden noch, aus einem Boden, der sich an die inneren Kranzumfänge cylindrisch anschließt. Die Schaufeln theilen den von den Kränzen und dem Boden gebildeten ringförmigen Raum in Abtheilungen, und wenn die Schaufeln mehr tangential als radial gestellt sind, so bilden diese Abtheilungen wasserhaltende Tröge oder sogenannte Zellen. Hiernach hat man auch in Hinsicht auf Construction zweierlei Wasserräder, nämlich Schaufelräder mit mehr radial gestellten Schaufeln, und Zellenräder mit trogförmigen Zellen. Die letzteren kommen in allen den Fällen vor, wenn das Wasser durch sein Gewicht wirkt, also bei den ober-, rücken-, und nach Befinden, mittelschlächtigen Wasserrädern.

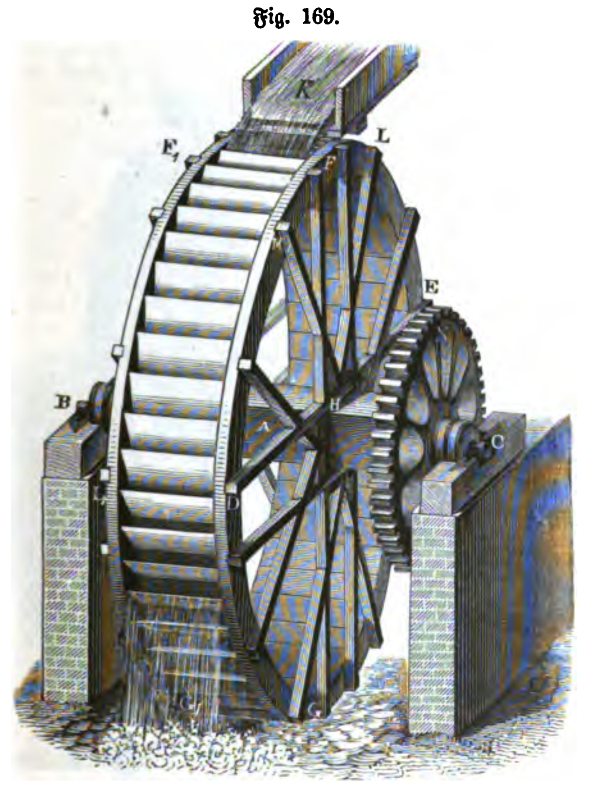
Zunächst ist die Rede von den oberschlächtigen Wasserrädern. Das Wasser wird dem Rade durch ein Gerinne zugeführt, und sein Ausfluß durch eine Schütze am Ende des letzteren regulirt; es fällt hier in der Nähe des Radscheitels, nämlich in der ersten, zweiten oder dritten Zelle, vom Scheitel ausgegangen, ein. Ist nun das Rad einmal in Umdrehung gesetzt, so füllen sich alle unter der Schützenmündung vorbeigehende Zellen zum Theil mit Wasser, welches erst in der Nähe des Radfußes wieder aus den Zellen heraustritt, so daß immer auf der einen Seite des Rades eine gewisse Anzahl von Zellen mit Wasser gefüllt ist, das nun durch sein Gewicht die stete Umdrehung des Rades im Kreise unterhält. Die oberschlächtigen Räder kommen bei 3 bis 15 m Gefälle und 0,1 bis 1 cbm Aufschlagewasser pr. Secunde vor. Dem kleinsten Gefälle und kleinsten Wasserquantum entspricht die kleinste Leistung von 4 Pferdekräften, dem größten Gefälle und größten Aufschlage aber die größte Leistung von gegen 200 Pferdekräften; im letzteren Falle ist es jedoch zweckmäßiger, zwei Räder anzuwenden, weil Wasserräder über 80 Pferdekraft zu schwerfällig ausfallen.

Das Gefälle eines Wasserrades ist vom Wasserspiegel im Aufschlaggerinne, oder vor der Schütze, bis zur Oberfläche des Unterwassers zu nehmen, dessen Höhe von dem Wasserquantum, der Breite und dem Gefälle des Abzugsgrabens abhängt. Um an Wirkung so wenig wie möglich zu verlieren, soll das Radtiefste unmittelbar über dem Unterwasserspiegel stehen, weshalb denn auch das Gefälle von der Oberfläche des Oberwassers bis zum Radtiefsten gemessen wird. Nur dann, wenn der Rückstau und das Waten des Rades zu befürchten ist, hängt man das Rad etwas höher, so daß sein Tiefstes noch 0,2 bis 0,3 m von dem Unterwasser absteht oder, wie man sagt, freihängt.

§. 56. **Radconstructionen.** Man baut die Wasserräder aus Holz, oder aus Eisen, oder theils aus Holz, theils aus Eisen. Die Art und Weise, wie die

Radarme mit der Welle verbunden sind, ist sehr verschieden. Bei den ganz hölzernen Rädern hat man gewöhnlich sogenannte Armgeviere, welche die zu diesem Zwecke vierkantig gearbeitete Welle umfassen; seltener sind die Arme durch die zu diesem Zwecke durchlochte Welle hindurchgesteckt. Die erste Art von Rädern nennt man Sattelräder, die zweite Art Sternräder. Letztere Construction kommt nur bei leichten oder schwachen Rädern vor. Bei

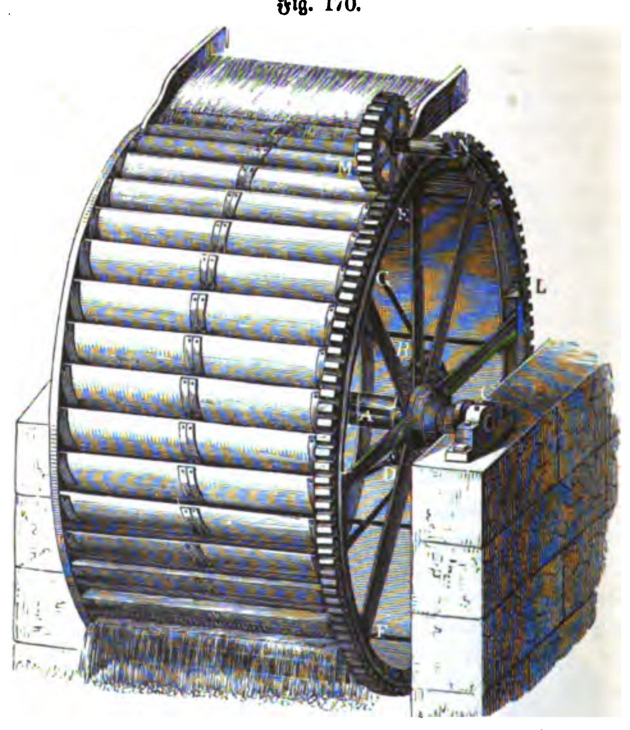
Fig. 169.



hohen Rädern reichen die Armgeviere nicht aus, es müssen daher noch andere Arme, sogenannte Helfarme, zwischen die die Armgeviere bildenden Arme, oder sogenannten Hauptarme, eingesetzt werden. Die letztere Construction kommt bei dem in Fig. 169 abgebildeten Rade vor. Man baut beim sächsischen Bergbau solche Räder zum Umtriebe der Pochwerke, Kunstgezeuge u. s. w. von 6 bis 16 m Höhe. In dieser Zeichnung ist A die Welle, B und C sind deren Zapfen, DE, FG u. s. w. die Hauptarme, HM, HL u. s. w. aber die Helfarme, welche bei H in die sogenannten Viertelstöcke eingesetzt sind. Ferner sind DFG und $D_1 F_1 G_1$ die Radkränze, und K ist

das Aufschlaggerinne. Die Kränze sind aus zwei Holzringen zusammengesetzt, die aus 8 bis 16 einzelnen, 80 bis 120 mm dicken bogenförmig gearbeiteten Pfostenstücken, den sogenannten Felgen, bestehen. Die Arme sind unter sich und mit den Kränzen durch Schrauben verbunden. Zur festen Verbindung der Kränze mit einander dienen die Hängenägel oder lange Schraubenbolzen, welche durch beide Kränze und durch je zwei Rad-

Fig. 170.



arme zugleich hindurchgehen. Um die Schaufeln einsetzen zu können, sind in die Innenflächen der Kränze sogenannte Larven eingeschnitten. Das Zahnrad N dient zur Transmission der Bewegung.

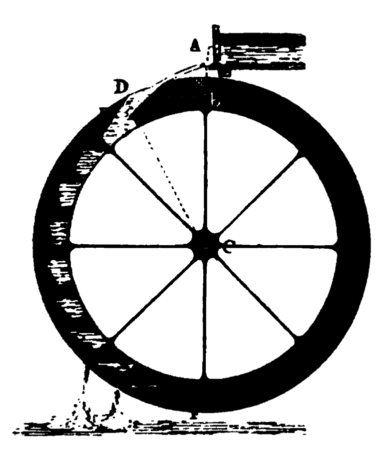
In Fig. 170 ist ein eisernes Rad neuerer Construction abgebildet. Hier sind die Radarme $BE, DF \ldots$ durch Schrauben mit Scheiben oder Rosetten, wie BD, fest verbunden, welche auf der Welle AC aufsitzen. Diese Räder werden in der Regel sehr weit gemacht, und erhalten deshalb außer den beiden Seitenkränzen noch einen dritten, mitten zwischen jenen. Dieser dritte Kranz ist nun noch durch Diagonalarme, wie BG u. s. w., gestützt. Zur Befestigung des Ganzen sind außerdem Ankerstangen durch je zwei Hauptarme hindurchgezogen. Mit einem der äußeren Kränze ist das Zahnrad ELF

verbunden, das in ein anderes Zahnrad M eingreift und dadurch eine Welle MN in Umdrehung setzt. Die Schaufeln bestehen hier aus Eisenblech, und werden mittelst Schrauben auf Rippen befestigt, die an den inneren Seiten der Radkränze angegossen sind.

Es muß bemerkt werden, daß es für die Construction der Arme nicht gleichgültig ist, ob das die Betriebskraft weiter fortpflanzende Zahnrad, wie N in Fig. 169, auf der Welle befestigt, oder wie in Fig. 170 direkt mit einem der Radkränze verbunden ist. In dem ersteren Falle wird das zwischen dem Zahnrade und den Armgevieren befindliche Wellenstück durch das Umdrehungsmoment auf Torsion beansprucht, und die Radarme müssen steif genug sein, um den auf sie wirkenden biegenden Kräften zu widerstehen. Bei der Anordnung der Fig. 170 jedoch muß man annehmen, daß die auf die Zellen wirkende Wasserkraft direkt und ohne Vermittelung der Arme und Welle auf den Zahnkranz übergeht. Die Axe wird hierbei gar nicht auf Torsion, sondern nur durch das Gewicht des Rades und des darin enthaltenen Wassers beansprucht, und statt der steifen, gußeisernen oder hölzernen Arme pflegt man oft einfache cylindrische schmiedeeiserne Stangen anzuwenden, mittelst deren das ganze Gewicht des Radmantels an die Axe gehängt ist (Suspensionssystem).

Radabmessungen. Das erste Hauptelement eines Wasserrades ist die Umfangsgeschwindigkeit v oder Umdrehungszahl n desselben. Aus einem oder dem anderen dieser beiden Elemente läßt sich zunächst der Radhalbmesser bestimmen. Wir werden weiter unten sehen, daß wir oberschlächtigen Wasserrädern eine kleine Umfangsgeschwindigkeit geben müssen. Bei hohen Rädern steigt dieselbe bis auf 3 m, Räder von mittlerer Höhe haben nur 1,5 m Geschwindigkeit und bei den niedrigsten Rädern läßt man diese Geschwindigkeit bis auf 0,75 m herabgehen. Die Geschwindigkeit c des eintretenden Wassers hängt von der Radgeschwindigkeit v ab, und ist in einem bestimmten Verhältnisse größer als diese. Zur Erzeugung der Geschwindigkeit c ist ein Gefälle nöthig, wie in Fig. 171, §. 57.

Fig. 171.



$AB = h_1 = \frac{c^2}{2g}$, welches vom Totalgefälle $AF = h$ nur noch das eigentliche Radgefälle

$$BF = h_2 = h - h_1 = h - \frac{c^2}{2g}$$

übrig läßt. Da selbst bei dem vollkommensten Ausflusse noch 5 Procent an lebendiger Kraft verloren gehen (s. Thl. I), so möchte es rathsam sein, diesen Verlust hier zu 10 Procent anzunehmen, und daher das effective Gefälle für den Eintritt,

$$h_1 = 1,1 \frac{c^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

also

$$h_2 = h - 1,1 \frac{c^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

zu setzen. Aus dem Radgefälle h_2 ergiebt sich nun noch die Radhöhe oder der Radhalbmesser $CF = CS = a$, indem man den Winkel $SCD = \theta$, um welchen die Eintrittsstelle D vom Radscheitel S abweicht, als gegeben ansehen kann. Es ist nämlich:

$$h_2 = CF + CB = a + a \cos\theta = (1 + \cos\theta)\, a \quad . \quad . \quad (3)$$

daher umgekehrt, der Radhalbmesser:

$$a = \frac{h - h_1}{1 + \cos\theta} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

Aus dem Radhalbmesser a und der Umfangsgeschwindigkeit v ergiebt sich die Anzahl n der Umdrehungen des Rades pr. Minute:

$$n = \frac{30\,v}{\pi a} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

In der Regel giebt man die Umdrehungszahl n und hat hieraus a und v zu berechnen. Setzt man hiernach

$$v = \frac{\pi n a}{30} \text{ und } c = \varkappa \frac{\pi n a}{30},$$

wo $\varkappa$ ein gegebenes Verhältniß, der sogenannte Geschwindigkeitscoefficient $\frac{c}{v}$ ist, so erhält man:

$$(1 + \cos\theta)\, a = h - \frac{1,1}{2g} \left(\frac{\varkappa \pi n a}{30}\right)^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

und hieraus, wenn man $g = 9,81$ und $\pi = 3,1416$ einführt,

$$a = \frac{h - 0,000614\,(\varkappa n a)^2}{1 + \cos\theta} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

Die Auflösung dieser quadratischen Gleichung giebt den Radhalbmesser:

$$a = \frac{\sqrt{0,002456\,\varkappa^2 n^2 h + (1 + \cos\theta)^2} - (1 + \cos\theta)}{0,001228\,\varkappa^2 n^2} \quad . \quad . \quad . \quad (8)$$

oder annähernd, wenn man in (7) in der Klammer $\frac{h}{2}$ für a einsetzt:

$$a = h \frac{1 - 0,000154\, x^2 n^2 h}{1 + \cos\theta} \text{ Meter} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (9)$$

Hiernach folgt dann die Umfangsgeschwindigkeit des Rades:

$$v = \frac{\pi n a}{30} = 0,1047\, n a \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; (10)$$

Beispiele. 1. Für ein Gefälle von 10 m ist ein Rad zu construiren, welches 2,5 m Umfangsgeschwindigkeit hat, und das doppelt so schnell eintretende Wasser 12 Grad unter dem Scheitel aufnimmt, wie groß ist der erforderliche Radhalbmesser und die Umdrehungszahl? Es ist:

$$c = 2 . 2,5 = 5 \text{ m},$$

daher:

$$h_1 = 1,1 . 0,051 . 25 = 1,403 \text{ m}$$

und

$$a = \frac{10 - 1,403}{1 + \cos 12^0} = \frac{8,597}{1,978} = 4,346 \text{ m},$$

endlich:

$$n = \frac{30 . 2,5}{\pi . 4,346} = 5,49 = rot\ 5^1/_2 \text{ Umdrehungen.}$$

2. Ist die Umdrehungszahl $n = 5$ gegeben, so folgt bei dem nämlichen Gefälle und dem gegebenen Verhältnisse $x = 2$, der Radhalbmesser nach (8):

$$a = \frac{\sqrt{0,002456 . 4 . 25 . 10 + 1,978^2} - 1,978}{0,001228 . 4 . 25} = 4,446 \text{ m};$$

ferner die Umfangsgeschwindigkeit:

$$v = 0,1047 . 5 . 4,446 = 2,327 \text{ m},$$

die Eintrittsgeschwindigkeit:

$$c = 4,654 \text{ m},$$

und endlich das Gefälle zur Erzeugung der letzteren Geschwindigkeit:

$$h_1 = 1,1 . 0,051 . 4,654^2 = 1,215 \text{ m}.$$

Wichtige Radverhältnisse sind ferner noch die Kranzbreite und die Radweite. Die Kranzbreite (Radtiefe) oberschlächtiger Wasserräder macht man gewöhnlich 0,25 bis 0,30 m, selten 0,35 bis 0,40 m, und zwar deshalb, weil das Wasser bei einem Rade mit schmalem Kranze an einem größeren Hebelarme wirkt, als bei einem gleich hohen Rade mit breitem Kranze. Was dagegen die Radweite oder Radbreite anlangt, so hängt diese von dem dem Rade zu gebenden Fassungsraume ab. Ist d die Kranzbreite oder Radtiefe und e die Radweite, so hat man den Querschnitt des vom Boden und von den Radkränzen gebildeten ringförmigen Fassungsraumes gleich de; und ist noch v_1 die Radgeschwindigkeit im Mittel der Kranzbreite, so hat man den in der Secunde dem eintretenden Wasser dargebotenen Fassungsraum gleich dev_1. Dieser Raum muß jedoch größer sein als das Aufschlagquantum Q pr. Secunde, weil der Fassungsraum einer Radzelle durch die Dicke der Schaufeln vermindert wird, und es auch wegen des zu zeitigen Ausfließens nicht zweck-

mäßig ist, die Zellen ganz mit Wasser anzufüllen; es ist daher $\varepsilon d e v_1 = Q$, und $\varepsilon < 1$ zu setzen. In der Regel nimmt man diesen Coefficienten, den man auch den Füllungscoefficienten nennt, $\varepsilon = 1/_4$ bis $1/_3$ an. Jedenfalls bestimmt sich nun die gesuchte Radweite durch die Formel

$$e = \frac{Q}{\varepsilon d v_1},$$

oder, wenn man annähernd

$$v_1 = v = \frac{\pi a n}{30}$$

einführt,

$$e = \frac{30\, Q}{\varepsilon \pi n a d} = 9{,}55\, \frac{Q}{\varepsilon n a d},$$

oder für ε den mittleren Werth $1/_4$ angenommen,

$$e = 38{,}2\, \frac{Q}{n a d}.$$

Damit sehr hohe Räder nicht zu schmal ausfallen, nimmt man für sie ε wohl gar $1/_5$.

Die Schaufelzahl z ist ein weiteres wichtiges Radelement. Es ist leicht einzusehen, daß eine kleinere Wassermenge in einer Radzelle länger beharrt als ein größeres Wasserquantum, und da nun dieses letztere unter übrigens gleichen Umständen und Verhältnissen um so kleiner ausfällt, je größer die Anzahl der Schaufeln des Rades ist, so folgt, daß im Allgemeinen eine große Schaufelzahl auf eine größere Ausnutzung der Wasserkraft führt, und daher eine größere Leistung des Wasserrades verspricht als eine kleine Schaufelzahl. Jedoch hat diese Zahl auch ihre Grenzen, und zwar nicht allein deshalb, weil die Schaufeln in Folge ihrer Dicke einen gewissen Theil vom Fassungsraum des Rades in Anspruch nehmen, wonach man also Rädern mit dünneren eisernen Schaufeln eine größere Schaufelzahl geben dürfte, als Rädern mit dickeren Holzschaufeln, sondern auch deshalb, weil es zwecklos und nachtheilig ist, die Schaufeln so nahe an einander zu rücken, daß die eine Zelle in den Fassungsraum der anderen tritt, welche daher nicht soviel Wasser zu fassen vermag, als wenn diese Schaufeln mehr von einander abstehen. Einen wesentlichen Einfluß auf die Anzahl der Schaufeln eines Rades hat auch noch die Gestalt der Schaufeln, sowie die Art und Weise der Einführung des Wassers in das Rad, da dem Wasserstrahl zum Eintritte in das Rad ein hinreichender Querschnitt dargeboten werden muß.

Hat man den Abstand zwischen je zwei Schaufeln festgesetzt, so ist die Anzahl z der Schaufeln dem Radumfange oder Halbmesser a proportional wachsend anzunehmen, und zwar im Mittel bei der gewöhnlichen Radtiefe von 0,25 bis 0,30 m, $z = 16\,a$ bis $20\,a$ zu setzen, wenn a in Metern ausgedrückt wird.

Räder von größerer Radtiefe erhalten eine kleinere Schaufelzahl als solche **von kleinerer Tiefe.**

Aus der Schaufelzahl z folgt der sogenannte Theilwinkel, d. i. der **Winkel zwischen** zwei benachbarten Schaufeln:

$$\varphi = \frac{360^0}{z}.$$

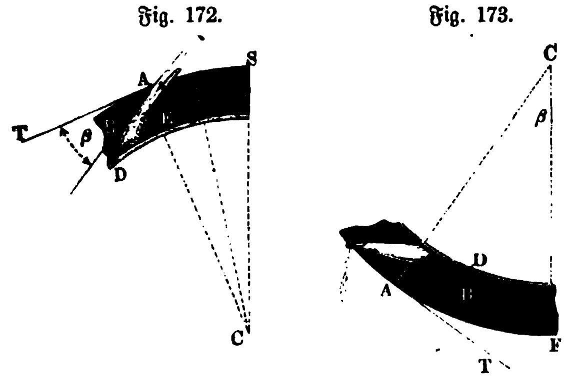
Beispiel. Wenn ein oberschlächtiges Wasserrad bei 4 m Halbmesser, 0,30 m **Kranzbreite und** 0,25 cbm Aufschlag pr. Secunde fünf Umdrehungen pr. Minute **machen soll,** so hat man ihm die Weite

$$e = 38{,}2\ \frac{0{,}25}{5\,.\,4\,.\,0{,}3} = 1{,}592\ rot\ 1{,}6\ \text{m}$$

zu **geben;** und es ist die Schaufelzahl $z = 18\,a = 72$ in Anwendung zu **bringen, endlich** ist der Theilungswinkel $\varphi = {}^{360}/_{72} = 5^0$ zu machen.

Schaufelungsmethoden. Von großem Einflusse auf die Wirkung §. 58.
eines Wasserrades sind die sogenannten Schaufelungsmethoden oder

Fig. 172. Fig. 173.



die **Formen** der durch den Boden und durch die Schaufeln des Rades ge**bildeten Radzellen.** Die Schaufeln müssen so geformt und so gestellt sein, **daß** sie das Aufschlagewasser nicht allein ungehindert in die Rad**zellen** eintreten lassen, sondern auch darin soviel wie möglich bis zum tiefsten **Punkte** des Rades zurückhalten. Viele von den verschiedenen Schaufelungs**methoden** entsprechen diesen Forderungen nur sehr unvollkommen. Bei **gleicher** Schaufelzahl, gleicher Wassermenge u. s. w. hängt jedenfalls der Ein- **und Austritt** des Wassers von der Lage des äußeren Schaufelendes AB, **Fig. 172,** ab. Dasselbe schließt mit dem äußeren Radumfange einen ge**wissen** Winkel $BAT = \beta$ ein, welchen wir in der Folge den Eintrittswinkel des Wassers nennen wollen. Dieser Winkel ergänzt den Winkel BAC, welchen das Schaufelende mit dem Radhalbmesser CA einschließt **und** welcher gewöhnlich der Dockungs- oder Deckungswinkel genannt

wird, zu einem Rechten. Das Schaufelende AB bildet die äußere Seitenwand einer Zelle, deren veränderlicher Fassungsraum daher auch von der Lage und Ausdehnung dieses Begrenzungselementes abhängt. Wenn beim Niedergehen der Zelle das Schaufelende in eine horizontale Lage AB, Fig. 173, gelangt, so verliert es die Eigenschaft einer Seitenwand vollständig und es fällt der Fassungsraum der Zelle Null aus. In diesem Augenblicke steht das Schaufelende noch um den Winkel $ACF = BAT = \beta$ von dem Radtiefsten F ab; damit folglich das Wasser so lange wie möglich in der niedergehenden Zelle zurückgehalten werde, ist dieser Winkel so klein wie möglich zu machen. Da nun aber zur Einführung des Wassers in das Rad ein gewisser Zellenquerschnitt AE, Fig. 172, nothwendig ist, welcher von der Größe des Eintrittswinkels abhängt und mit demselben gleichzeitig Null wird, so ist zur Erzielung einer vortheilhaften Leistung des Wasserrades erforderlich, daß der Eintrittswinkel des Wassers zwar klein sei, jedoch unter eine gewisse und noch zu bestimmende Grenze nicht herabkomme.

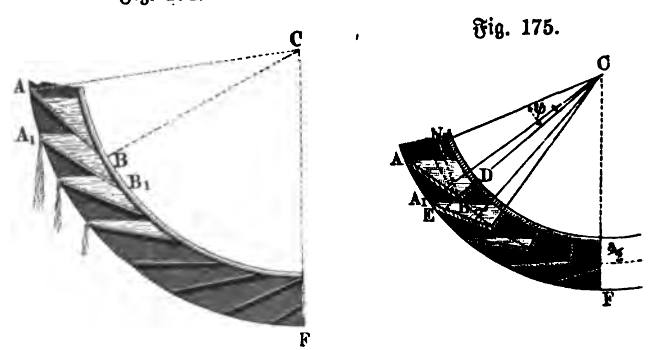
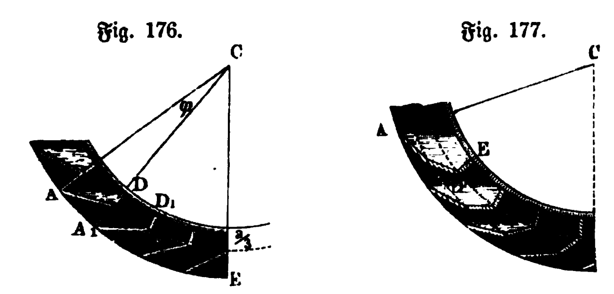


Fig. 174. Fig. 175.

Außerdem hängt der Fassungsraum einer Radzelle auch noch von der Form und Ausdehnung der Schaufeln ab, und es ist leicht zu ermessen, daß derselbe um so größer ausfällt, je breiter die Schaufeln sind und je mehr dieselben im Mittel vom inneren Radumfange oder von dem als innere Seitenwand der Zellen dienenden Radboden abstehen. Wenn es nun auch zum längeren Zurückhalten des Wassers in den Zellen erforderlich ist, den Fassungsraum der letzteren so viel wie möglich zu vergrößern, so ist doch auch hierin die Grenze nicht zu überschreiten, wobei entweder die Fassungsräume der benachbarten Zellen in einander eindringen oder die Zellen Dimensionen annehmen, welche dem Ein- und rechtzeitigen Austritt des Wassers hinderlich sind. Aus diesem Grunde sind auch die einfachen ebenen Schaufeln, wie AB, Fig. 174, entweder gar nicht anwendbar oder wenig-

stens ganz unzweckmäßig, und man ersetzt dieselben durch zusammengesetzte oder krumme Schaufeln, welche sich zwar an den äußeren Radumfang unter dem gegebenen Eintrittswinkel β anschließen, dagegen aber auf dem inneren Radumfang oder Radboden ganz oder nahe rechtwinkelig stehen.

Die hölzernen Schaufeln läßt man gewöhnlich aus zwei Theilen AB und BD, Fig. 175 (a. v. S.), bestehen, welche natürlich unter einem stumpfen Winkel aneinander stoßen. Der äußere Theil der Schaufel heißt die Stoß- oder Setzschaufel, und der innere die Riegel- oder Kropfschaufel; die erstere trifft den äußeren Radumfang unter dem Eintrittswinkel β und die letztere wird radial, zuweilen auch, jedoch weniger gut, rechtwinkelig gegen die erstere gelegt. Man nennt den Kreis, welcher durch die Punkte bestimmt ist, worin diese Schaufeln zusammenstoßen, den Theilkreis des Wasserrades, weil auf ihm die Eintheilung des Rades in Zellen vorgenommen wird. Diesen Kreis legt man bei einem kleineren Eintrittswinkel ins Mittel, wie Fig. 175, und bei einem größeren Eintrittswinkel ins Drittel der



Kranzbreite, wie Fig. 176, so daß er im ersteren Falle von beiden Radumfängen gleich und im zweiten vom äußeren Radumfange doppelt so viel absteht als vom inneren.

Eine gewöhnliche und sehr einfache Schaufelconstruction besteht darin, daß man die Stoßschaufel AB, Fig. 176, von den Schenkeln CA und CB des Theilwinkels $ACB = \varphi$ einschließen und folglich in einem und demselben Radius CD eine Stoßschaufel $A_1 B_1$ anfangen und eine andere Stoßschaufel AB auslaufen läßt. Zuweilen macht man jedoch auch, um einen kleineren Eintrittswinkel zu erhalten, den Winkel $ACB = \psi$, Fig. 175, welcher eine Stoßschaufel zwischen seine Schenkel faßt, noch größer als den Theilwinkel ACA_1, z. B. gleich fünf Vierteln dieses Winkels.

Ist a der äußere Halbmesser CA, Fig. 175, und a_1 der Halbmesser CB des Theilkreises, so hat man für den dem Schaufelwinkel ψ entsprechenden Eintrittswinkel $EAB = ABN = \beta$

$$tang\,\beta = \frac{AN}{BN} = \frac{a - a_1 \cos\psi}{a_1 \sin\psi},$$

in welchem Ausdrucke φ statt ψ einzusetzen ist, wenn die gewöhnliche einfache Schaufelconstruction, Fig. 176, angewendet wird. Bezeichnet nun d die Kranzbreite DE, so hat man, je nachdem man den Theilkreis ins Mittel oder ins Drittel legt,

$$a_1 = a - \frac{1}{2} d \text{ oder } a_1 = a - \frac{2}{3} d$$

in die letzte Formel einzusetzen.

Die Stoß- und Riegelschaufeln aus Gußeisen oder Eisenblech gehen in einem Bogen allmälig in einander über und bestehen nur aus einem Stücke (Fig. 173). Da bei diesen eisernen Schaufeln die Verengung der Zelle durch die Ecke zwischen den beiden Schaufeln wegfällt, so gewähren dieselben eine bessere Einführung des Wassers als die zweitheiligen Holzschaufeln. Um auch den aus Holzschaufeln gebildeten Radzellen eine größere Weite zu verschaffen, kann man die Kante zwischen der Stoß- und Riegelschaufel abstumpfen und statt derselben ein drittes Schaufelstück BD, Fig. 177, einsetzen.

Fig. 178.

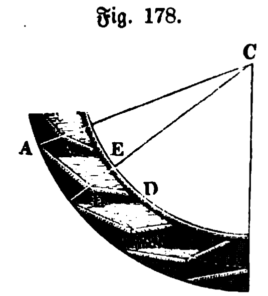
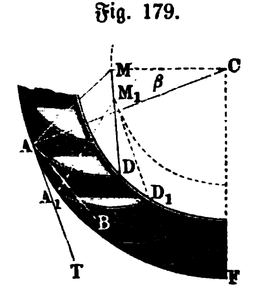


Fig. 179.



Noch kann man den Fassungsraum einer Zelle dadurch vergrößern, ohne die Zelle, zum Nachtheil der Einführung des Wassers in dieselbe, zu verengen, daß man die Riegelschaufel BD, Fig. 178, nicht rechtwinkelig gegen den Radboden, sondern so stellt, daß sie innerlich mit demselben einen spitzen Winkel BDE, z. B. einen solchen von 45 Grad einschließt. Um diesen schrägen Anschluß bei eisernen Schaufeln zu erhalten, kann man diese Schaufeln ganz oder zum Theil nach einem Kreisbogen krümmen, welcher unter einem spitzen Winkel von circa 45 Grad an den Radboden anstößt. Den Mittelpunkt M eines solchen Kreisbogens AD, Fig. 179, hat man in einer Linie AM anzunehmen, welche mit dem Radhalbmesser CA den Eintrittswinkel

$$CAM = BAT = \beta$$

einschließt. Die Mittelpunkte $M_1, M_2 \ldots$ der übrigen Schaufeln $A_1 D_1$, $A_2 D_2 \ldots$ liegen in einem mit CM aus C beschriebenen Kreise.

Beispiel. Macht man bei dem Rade im Beispiele des vorhergehenden Paragraphen, für welches der Halbmesser $a = 4$ m, die Radtiefe $d = 0{,}3$ m und der Theilwinkel $\varphi = 5^0$ angenommen wurde, den Schaufelwinkel $\psi = {}^5/_4 \varphi = 6^0\, 15'$, ferner den Theilkreishalbmesser

$$a_1 = a - \frac{d}{2} = 3{,}85 \text{ m},$$

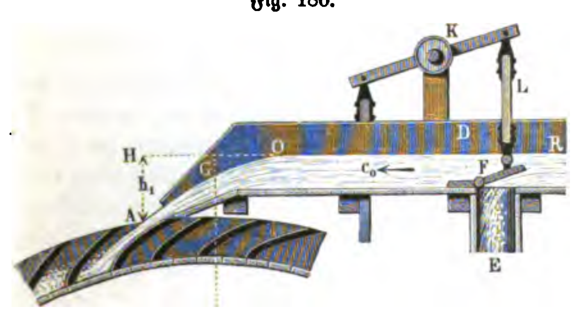
so hat man für den Eintrittswinkel β:

$$tg\,\beta = \frac{a - a_1 \cos\psi}{a_1 \sin\psi} = \frac{4 - 3{,}85\,.\,0{,}9941}{3{,}85\,.\,0{,}1088} = \frac{0{,}173}{0{,}419} = 0{,}413,$$

woraus $\beta = 22^0\, 27'$ und der Deckungswinkel $90^0 - \beta = 67^0\, 33'$ folgt.

Schützen. Von nicht unbedeutender Wichtigkeit ist die Art und Weise, §. 59.
wie das Wasser auf ein Rad geführt wird. Man läßt entweder das Wasser aus dem Gerinne frei einfallen in das Rad, oder man spannt dasselbe durch eine sogenannte Spannschütze an, ehe es in das Rad tritt. Im ersten Falle hängt die Einfallsgeschwindigkeit fast nur von der Fallhöhe ab,

Fig. 180.



im zweiten hingegen kann sie durch die Druckhöhe regulirt werden. Aus dem letzteren Grunde zieht man daher auch die Anwendung eines Schutzbrettes dem freien Eintritte oder der Einführung durch ein sogenanntes Schußgerinne vor. In Fig. 180 ist ein Wassereinlauf ohne Schütze abgebildet. Das durch das Gerinne DO zugeführte Wasser wird durch ein Schußgerinne G in bestimmter Richtung auf das Rad geführt. Um wenigstens den Zufluß zu reguliren, ist vor dem Rade ein Abfallutten E angebracht, durch den das überflüssige Wasser abfließt und über welchem eine Fallklappe F liegt, welche sich mittelst Hebel K, Stange L u. s. w. beliebig eröffnen und verschließen läßt. Fließt das Wasser im Gerinne mit der Geschwindigkeit c_0 zu und ist die Fallhöhe AH, vom Wasserspiegel OR bis zum Eintrittspunkte A gerechnet, $= h_1$, so hat man die Geschwindigkeit des eintretenden Wassers nahezu

$$c = \sqrt{2gh_1 + c_0^2} = \sqrt{2gh_1 + \left(\frac{Q}{G}\right)^2},$$

wenn Q das Wasserquantum und G den Inhalt des Querschnittes vom zufließenden Wasser bezeichnen.

Die Spannschützen sind entweder horizontal, oder vertical, oder geneigt. Die Anordnung und Stellvorrichtung eines horizontalen Schutzbrettes BC ist aus Fig. 181, und die eines verticalen Schutzbrettes aus Fig. 182 ersichtlich. Dort wird das Brett durch Zugstange DE und

Fig. 181.

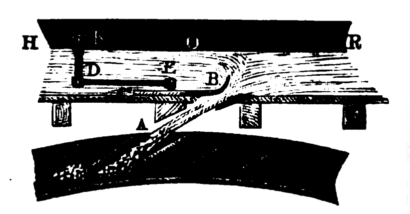
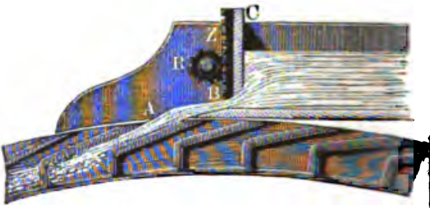


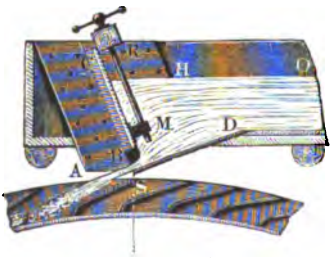
Fig. 182.



Hebel KD u. s. w., hier durch Zahnstange Z und Getriebe R in Bewegung gesetzt.

Die Construction von einer schiefstehenden Spannschütze ist in Fig. 183 abgebildet. Bei dieser in Freiberg angewendeten Spannschütze erfolgt die Stellung durch eine Schraube RM, welche oben durch eine über dem Gerinne wegliegende Schwelle R und unten durch eine an dem Schutzbrette BC vorstehende Nase M hindurchgeht.

Fig. 183.



Es ist bei allen Constructionen dieser Art Regel, die Mündung im Inneren so viel und so glatt wie möglich abzurunden oder nach der Gestalt des contrahirten Wasserstrahles zu formen, um die äußere Contraction des Wasserstrahles zu vermeiden und dem Wasser so wenig wie möglich Hindernisse in den Weg zu legen. Fällt das Wasser, nachdem es aus der Mündung herausgetreten ist, ganz frei, und kann man die Mündungsebene winkelrecht gegen die Richtung des Strahles legen, so ist es auch zweckmäßig, die Mündung einer dünnen Wand anzuwenden; nur muß dann auch dafür gesorgt werden, daß nicht partielle, einen schiefen Strahl gebende Contraction eintrete (s. Thl. I).

Bei dem Ausflusse durch Spannschützen bestimmt sich aus der Druckhöhe h_0, von dem Wasserspiegel bis zur Mitte der Schützmündung gemessen, die Ausflußgeschwindigkeit

$$c_0 = \mu \sqrt{2 g h_0},$$

ist nun noch z die freie Fallhöhe von der Schutzmündung bis zum Eintrittspunkte gerechnet, so hat man die Einfallsgeschwindigkeit:

$$c = \sqrt{c_0^2 + 2gz} = \sqrt{2g(\mu^2 h_0 + z)}.$$

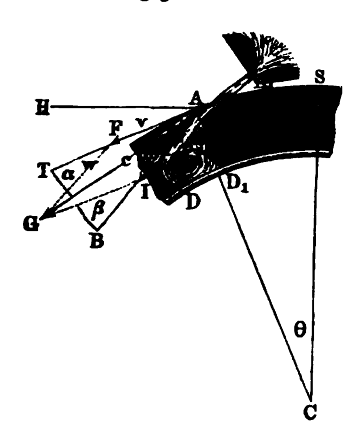
Nehmen wir den Ausflußcoefficienten $\mu = 0{,}95$ an, so bekommen wir demnach:

$$c = \sqrt{2g(0{,}9 h_0 + z)}.$$

Man ersieht hieraus, daß bei gleichem Einlaßgefälle die Einfallsgeschwindigkeit ziemlich dieselbe ist, das Wasser mag frei einfallen oder aus einer Schutzöffnung in das Rad gelangen.

Eintritt des Wassers. Damit das Wasser ungehindert in die Radzellen eintrete, darf es nicht am äußeren Radumfange mit den Schaufeln zusammenstoßen, sondern es muß der Zusammenstoß erst nahe am inneren Umfange erfolgen. Aus diesem Grunde ist nicht nur die äußere Schaufelkante A möglichst zuzuschärfen, sondern auch noch der Wasserstrahl AG, Fig. 184, so zu richten, daß sich seine Geschwindigkeit in zwei Componenten zerlegen läßt, wovon der eine mit der Umfangsgeschwindigkeit $AF = v$ zusammenfällt und der andere die Richtung AB der Stoßschaufel oder des äußeren Schaufelendes überhaupt hat. Da man die Richtung AB der Stoßschaufel als gegeben ansehen kann, ebenso die gegen den Radhalbmesser CA rechtwinkelig gerichtete Geschwindigkeit v am äußeren Radumfange bekannt und die Größe der Geschwindigkeit c des einfallenden Wassers eine bestimmte ist, so findet man die erforderliche Richtung des letzteren, wenn man durch F eine Parallele zu AB legt, mit c, als Halbmesser, aus A einen Kreisbogen beschreibt und nun von A nach dem Durchschnitte G dieses Bogens mit jener Parallelen eine Gerade AG zieht. §. 60.

Fig. 184.



Führt man endlich noch durch den Punkt G eine Parallele zu AF, so schneidet diese von AB die relative Geschwindigkeit $AJ = w$ ab, mit welcher das Wasser in das Rad eintritt. Durch Rechnung findet man Folgendes: Ist α der Zutrittswinkel GAT, unter welchem der zufließende Wasserstrahl den äußeren Radumfang trifft, und β der gegebene

Eintrittswinkel TAB, unter welchem sich die Schaufeln an diesen Radumfang anschließen, so gelten für dieselben die bekannten Proportionen:

$$\frac{\sin \alpha}{\sin \beta} = \frac{w}{c} \text{ und } \frac{\sin (\beta - \alpha)}{\sin \beta} = \frac{v}{c}.$$

Die letztere Proportion führt auf die Formel

$$\sin (\beta - \alpha) = \frac{v}{c} \sin \beta = \frac{\sin \beta}{\varkappa},$$

wonach sich aus dem Eintrittswinkel β und dem Geschwindigkeitsverhältnisse $\varkappa = \frac{c}{v}$, der Winkel $\beta - \alpha = GAB$ bestimmen läßt, um welchen die Richtung AG des Wasserstrahles von der Richtung AB des Schaufelendes abweichen muß, und wodurch auch der Zutrittswinkel

$$\alpha = \beta - (\beta - \alpha)$$

gefunden wird.

Mit Hülfe der ersteren Proportion folgt dann aus dem letzteren Winkel die relative Eintrittsgeschwindigkeit:

$$w = \frac{c \sin \alpha}{\sin \beta}.$$

Man kann diese Geschwindigkeit auch mittelst der bekannten Formel

$$w = \sqrt{c^2 + v^2 - 2\, cv \cos \alpha} = v\sqrt{1 - 2\, \varkappa \cos \alpha + \varkappa^2}$$

berechnen, auch läßt sich, da α stets nur ein kleiner Winkel und folglich $\cos \alpha$ nahe $=$ Eins ist, annähernd, jedoch für den praktischen Gebrauch genau genug,

$$w = c - v = (\varkappa - 1)\, v,$$

und ebenso

$$\sin \alpha = \frac{c - v}{c} \sin \beta = \frac{\varkappa - 1}{\varkappa} \sin \beta,$$

oder einfacher,

$$\alpha = \frac{\varkappa - 1}{\varkappa} \beta$$

setzen.

Hiernach kann man also mittelst des gegebenen Geschwindigkeitsverhältnisses $\varkappa = \frac{c}{v}$ aus dem Eintrittswinkel β den Zutrittswinkel α berechnen. Man ersieht auch hieraus, daß $\varkappa > 1$, und also auch $c > v$ sein muß.

Da das in eine Radzelle eintretende Wasser in Folge des Stoßes gegen die Kropfschaufel u. s. w. eine entgegengesetzte Bewegungsrichtung annimmt, so würde dasselbe wenigstens theilweise wieder aus der Zelle heraustreten, wenn die relative Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers eine sehr große wäre,

und wenn nicht das Wasser durch den Stoß gegen die Außenfläche der folgenden Schaufel eine andere Richtung bekäme. In dieser Hinsicht ist daher auch die Schaufelconstruction in Fig. 175 der in Fig. 178 vorzuziehen und die Anwendung von Schaufeln AD, wie Fig. 184, welche sich mit ihrer Außenfläche unter einem spitzen Winkel an den Radboden anschließen, in allen den Fällen zu rechtfertigen, wo das Wasser mit einer großen relativen Geschwindigkeit in das Rad eintritt.

Da die relative Eintrittsgeschwindigkeit $w = c - v = (\varkappa - 1)\, v$ nicht allein mit v, sondern auch mit $\varkappa$ wächst, so soll aus diesem Grunde das Verhältniß $\varkappa$ nie einen großen, meistens nur zwischen $^3/_2$ und 2 liegenden Werth annehmen.

Giebt man noch den Winkel $SCA = \theta$, um welchen der Eintrittspunkt A vom Radscheitel abweicht, so kann man nun auch den Neigungswinkel $GAH = \nu$ des einfallenden Wasserstrahles gegen den Horizont AH angeben; es ist nämlich

$$\nu = TAH + GAT = \theta + \alpha.$$

Beispiel. Wenn ein 10 m hohes verticales Wasserrad in der Minute vier Umdrehungen machen und folglich mit der Geschwindigkeit

$$v = \frac{3{,}1416 \,.\, 4 \,.\, 5}{30} = 2{,}094 \text{ m}$$

umlaufen soll, so ist bei dem Verhältnisse $\varkappa = \frac{c}{v} = 2$ die erforderliche absolute Geschwindigkeit des zufließenden Wassers:

$$c = \varkappa \,.\, v = 2 \,.\, v = 4{,}188 \text{ m}.$$

Macht man nun den Eintrittswinkel $\beta = 20$ Grad, so ist für den Zutrittswinkel α:

$$\sin(\beta - \alpha) = \frac{\sin\beta}{\varkappa} = \frac{1}{2} \sin\beta = \frac{1}{2} \,.\, 0{,}3420 = 0{,}1710,$$

daher:

$$\beta - \alpha = 9^0\, 51',$$

so daß nun der Zutrittswinkel

$$\alpha = 20^0 - 9^0\, 51' = 10^0\, 9',$$

und die relative Geschwindigkeit des eintretenden Wassers

$$w = \frac{\sin\alpha}{\sin\beta}\, c = \frac{0{,}1762}{0{,}3420}\, 4{,}188 = 2{,}158 \text{ m}$$

folgt.

Nach den Näherungsformeln wäre

$$w = c - v = (\varkappa - 1)\, v = v = 2{,}094 \text{ m}$$

und

$$\alpha = \frac{\varkappa - 1}{\varkappa}\, \beta = \frac{1}{2} \beta = 10 \text{ Grad}.$$

Steht die Eintrittsstelle um den Winkel $\theta = 12$ Grad vom Radscheitel ab, so ist folglich die erforderliche Neigung des Wasserstrahles gegen den Horizont:

$$\nu = \theta + \alpha = 12^0 + 10^0\, 9' = 22^0\, 9'.$$

Ist b die Länge des Bogens AK, Fig. 185, welchen der eintretende Wasserstrahl am äußeren Radumfange einnimmt, so beträgt die Dicke des Strahles unmittelbar vor dem Eintritte:

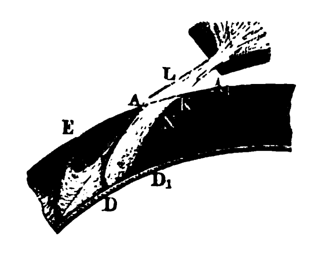
$$KL = AK \sin KAL = b \sin \alpha;$$

dagegen die Dicke desselben unmittelbar nach seinem Eintritte:

$$AN = AK \sin AKN = b \sin \beta,$$

und ist nun noch e die der Radweite gleichzusetzende Strahlbreite, so hat man die entsprechenden Querschnitte des Strahles:

Fig. 185.



$$eb \sin \alpha \text{ und } eb \sin \beta,$$

und folglich das Aufschlagwasserquantum:

$$Q = eb \sin \alpha . c = eb \sin \beta . w.$$

Nun ist aber dem Obigen zufolge,

$$Q = \varepsilon d e v,$$

wenn ε den Füllungscoefficienten und d die Radtiefe DE bezeichnen, daher hat man auch:

$$\sin \alpha = \frac{v}{c} \frac{\varepsilon d}{b} \text{ und } \sin \beta = \frac{v}{w} \frac{\varepsilon d}{b}.$$

Umgekehrt, ist die Länge des Bogens, welchen der Wasserstrahl am Radumfange einnimmt,

$$b = \frac{v}{c} \frac{\varepsilon d}{\sin \alpha} = \frac{v}{w} \frac{\varepsilon d}{\sin \beta}.$$

Annähernd, $w = c - v = (\varkappa - 1)\, v$ eingesetzt, folgt:

$$b = \frac{\varepsilon d}{(\varkappa - 1) \sin \beta}.$$

Da die oberschlächtigen Wasserräder nicht ventilirt werden, d. i. keine Oeffnungen im Radboden zum Austritt der vom eintretenden Wasser vertriebenen Luft haben können, so darf die Einmündung einer Radzelle nicht einen Augenblick lang von dem Querschnitt des eintretenden Wassers ausgefüllt sein, sondern es muß dieser Querschnitt noch einen zum Entweichen der verdrängten Luft nöthigen Raum übrig lassen. Wenn nun die Strahlbreite nur wenig kleiner ist als die Radweite e, so muß die Luft längs der ganzen Radweite austreten können, und es ist daher nöthig, daß der im Vorstehenden gefundene Bogen, welchen das eintretende Wasser am äußeren Radumfange einnimmt, noch kleiner sei als der an eben diesem Umfange von einer Radzelle eingenommene Bogen AA_1.

Ist z die Anzahl der Radschaufeln und a der äußere Radhalbmesser, so mißt dieser letztere Bogen: $b_1 = \frac{2\pi a}{z}$, und setzen wir ihn nun der Bogenlänge b gleich, so erhalten wir folgenden Ausdruck für die zulässige Schaufel- oder Zellenzahl des Rades:

$$z = \frac{2\pi a}{b} = (\varkappa - 1)\frac{2\pi a \sin\beta}{\varepsilon d}.$$

Der Sicherheit wegen ist diese Zahl noch kleiner, je nach Befinden, nur halb so groß, d. i.

$$z = (\varkappa - 1)\frac{\pi a \sin\beta}{\varepsilon d}$$

anzunehmen.

Man ersieht aus dieser Formel, daß die Anzahl der Schaufeln eines Rades um so größer ausfallen kann, je größer der Radhalbmesser a, der Eintrittswinkel β und das Geschwindigkeitsverhältniß $\varkappa = \frac{c}{v}$, sowie je kleiner der Füllungscoefficient ε und je kleiner die Breite d des Radkranzes ist.

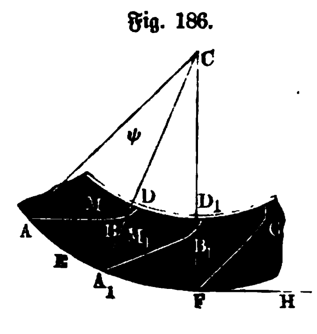
Beispiel. Für ein oberschlächtiges Wasserrad von 8 m Höhe und 0,3 m Kranzbreite ist bei dem Geschwindigkeitsverhältnisse $\varkappa = \frac{c}{v} = 2$, dem Füllungscoefficienten $\varepsilon = 1/4$ und dem Eintrittswinkel $\beta = 20$ Grad die größte Schaufelzahl:

$$z = (\varkappa - 1)\frac{2 . \pi . 4 \sin 20^0}{\frac{1}{4} . 0,3} = 114,5$$

wofür jedoch der Sicherheit wegen nur zwei Drittel dieses Werthes, etwa 72, anzunehmen sein möchte.

Anzahl der Zellen. Wir haben im Obigen angenommen, daß das Wasser eine Zelle vollständig verlassen habe, wenn die Stoßschaufel AB, Fig. 186, oder wenigstens das äußerste Schaufelende eine horizontale Lage angenommen hat; dies ist jedoch nur annähernd richtig; denn die letzten Wassertheile, wie z. B. M, welchen der Druck mangelt, fallen erst allmälig von der Schaufel AB herab, während dieselbe fortrückt und eine größere und größere Neigung annimmt. Die Zeit, welche hierzu nöthig ist, läßt sich wie folgt ermitteln. §. 61.

Fig. 186.



Hat sich die in horizontale Lage gekommene Schaufel AB um den Winkel $ACA_1 = \psi$ gedreht, ist also auch ihre Neigung gegen den Hori-

zont gleich ψ geworden, so beträgt die Beschleunigung des Wassertheilchens M_1 auf derselben: $p = g \sin\psi$; nun ist aber nach Thl. I für die entsprechende Fallgeschwindigkeit w, $\partial w = p\partial t$, daher hat man hier:

$$\partial w = g \sin\psi \partial t \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

Dreht sich das Rad, und also auch die Schaufel mit der Geschwindigkeit v herum, so haben wir auch:

$$a\psi = vt,$$

sowie

$$a\partial\psi = v\partial t,$$

daher läßt sich

$$\partial w = g \sin\psi \frac{a\partial\psi}{v} = \frac{ga}{v} \sin\psi\partial\psi \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

und die relative Geschwindigkeit des auf der Schaufel herabfallenden Wasser-Elementes

$$w = \frac{ga}{v}\int_0^\psi \sin\psi\partial\psi = \frac{ga}{v}(1 - \cos\psi) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

setzen.

Ebenso hat man für den Raum $B_1 M_1 = s$, welchen das Element in der Zeit t auf der Schaufel zurückgelegt hat:

$$\partial s = w\partial t = \frac{wa\partial\psi}{v} = \frac{ga^2}{v^2}(1 - \cos\psi)\partial\psi \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

es folgt daher der Weg selbst

$$s = \frac{ga^2}{v^2}\int_0^\psi (1 - \cos\psi)\partial\psi = \frac{ga^2}{v^2}(\psi - \sin\psi) \quad . \quad . \quad (5)$$

Geht das Rad schnell um, so wird die Schwerkraft noch durch die ansehnliche Centrifugalkraft unterstützt, und man hat daher, wenn auch nur annähernd, statt g, $g + \frac{v^2}{a}$ (s. Thl. I), wo a den Radhalbmesser bezeichnet, zu setzen.

Hiernach ist nun:

$$s = \frac{a^2}{v^2}\left(g + \frac{v^2}{a}\right)(\psi - \sin\psi) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

und umgekehrt:

$$\psi - \sin\psi = \frac{v^2 s}{(ga + v^2)a} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

Da der Inhalt eines Kreissegmentes vom Radius 1 und dem Centriwinkel ψ gleich $\frac{\psi - \sin\psi}{2}$ ist, so läßt sich ψ als der Centriwinkel eines Kreisabschnittes vom Inhalt $\frac{\frac{1}{2}v^2 s}{(ga + v^2)a}$ ansehen.

Damit sich alles Wasser aus der Zelle entfernt hat, wenn das äußere Schaufelende A am Fußpunkte F des Rades ankommt, muß dieser Formel auch entsprochen werden, wenn man statt s die ganze Schaufelbreite $AB = FG$, und für ψ den Aus- und Eintrittswinkel, d. i. den Winkel $BAE = GFH = \beta$ einführt, um welchen die Schaufel AB oder FG vom äußeren Radumfange abweicht.

Mit Hülfe der Formel

$$\beta - \sin\beta = \frac{v^2 s}{(ga + v^2)\, a} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (8)$$

oder annähernd mit Rücksicht auf die bekannte Reihe:

$$\sin\beta = \beta - \frac{\beta^3}{1.2.3} + \frac{\beta^5}{1.2.3.4.5} - \ldots$$

$$\sin\beta = \sqrt[3]{\frac{6\, v^2 s}{(ga + v^2)\, a}} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (9)$$

läßt sich die Größe des zulässigen Eintrittswinkels β bestimmen, den wir im Vorstehenden immer als gegeben oder bekannt angenommen haben. Auch ersieht man aus ihr, daß der Eintrittswinkel β um so kleiner, also der Deckungswinkel um so größer angenommen werden kann, je größer der Radhalbmesser a, sowie je kleiner die Umfangsgeschwindigkeit v und die Schaufelbreite s ist.

Beispiele. 1. Für die Stoßschaufelbreite $s = 0,3$ m, die Umfangsgeschwindigkeit $v = 1,5$ m und den Radhalbmesser $a = 3$ m hat man:

$$\beta - \sin\beta = \frac{1,5\,.\,1,5\,.\,0,3}{(9,81\,.\,3 + 2,25)\; 3} = \frac{0,675}{95,04} = 0,00710,$$

folglich

$$\frac{\beta - \sin\beta}{2} = 0,003550,$$

welchem Werthe als Kreissegment ein Winkel $\beta = 20^0\, 3'$ entspricht.

Die Näherungsformel giebt

$$\sin\beta = \sqrt[3]{6\,.\,0,00710} = 0,3492$$

und hiernach $\beta = 20^0\, 26'$.

2. Für ein hohes Rad von 6 m Halbmesser und 3 m Umfangsgeschwindigkeit ist, wenn man wieder $s = 0,3$ m annimmt,

$$\frac{\beta - \sin\beta}{2} = \frac{9\,.\,0,3}{2\;(9,81\,.\,6 + 9)\; 6} = 0,00332$$

und hiernach β nahe = 20 Grad.

3. Für ein sehr schnell umlaufendes niedriges Rad von 1,5 m Halbmesser und 2,5 m Umfangsgeschwindigkeit ist:

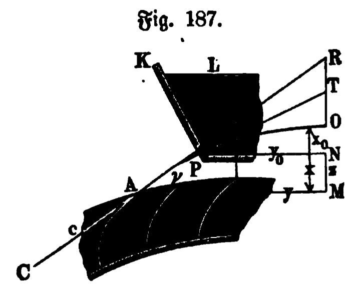
$$\frac{\beta - \sin\beta}{2} = \frac{2,5\,.\,2,5\,.\,0,3}{2\;(9,81\,.\,1,5 + 6,25)\; 1,5} = 0,0298,$$

folglich β = nahe 40 Grad.

Es folgt aus diesen Beispielen, daß sich die Schaufeln unter einem Winkel von 20 bis 40 Grad an den äußeren Radumfang anschließen müssen, und zwar ersteres bei hohen und langsam und letzteres bei niedrigen und schnell umlaufenden Rädern.

§. 62. **Einführung des Wassers.** Damit das Wasser in der gegebenen Richtung an das Rad gelange, legt man entweder die Schützenmündung ganz nahe an die Eintrittsstelle und stellt das Schutzbrett rechtwinkelig zur Strahlrichtung, oder man bringt ein Schußgerinne in der geforderten Richtung des Strahles an, oder man stellt das Schußbrett so, daß das Wasser bei seinem freien Falle in einer Parabel die gegebene Richtung beim Eintritt von selbst annimmt.

Fig. 187.



Um die Richtung des Schutzbrettes in dem Falle zu finden, wenn das Wasser zum Theil frei auf das Rad fällt, hat man von der in Thl. I abgehandelten Theorie der Wurfbewegung Gebrauch zu machen. Aus der Geschwindigkeit $AC = c$, Fig. 187, und dem Neigungswinkel $RAM = \nu$ der geforderten Strahlrichtung gegen den Horizont folgt die verticale Coordinate des Parabelscheitels:

$$MO = x = \frac{c^2 \sin^2 \nu}{2g} \quad \ldots \ldots \quad (1)$$

und dagegen die horizontale Coordinate:

$$AM = y = \frac{c^2 \sin 2\nu}{2g} \quad \ldots \ldots \quad (2)$$

Will man nun die Schutzöffnung nach irgend einem Punkte P dieser parabolischen Bahn verlegen, und giebt man etwa die Höhe $MN = z$ dieser Mündung über der Eintrittsstelle A, so hat man für die Coordinaten $ON = x_0$ und $NP = y_0$ dieses Punktes die Formel:

$$x_0 = x - z \quad \ldots \ldots \quad (3)$$

sowie

$$y_0 = y\sqrt{\frac{x_0}{x}} = y\sqrt{1 - \frac{z}{x}} \quad \ldots \ldots \quad (4)$$

und für den Neigungswinkel $TPN = \nu_0$, welchen die Parabel an dieser Stelle mit dem Horizonte einschließt,

$$\tang \nu_0 = \frac{TN}{PN} = \frac{2\,ON}{PN} = \frac{2\,x_0}{y_0} = \frac{2\sqrt{x(x-z)}}{y} \quad \ldots \quad (5)$$

Die Ebene PK des Schutzbrettes muß nun winkelrecht auf der Tangente PT stehen. Man findet hiernach also die erforderliche Lage des Schutzbrettes, wenn man die Abscisse ON umgekehrt als OT aufträgt, dann PT zieht, und hierauf wieder ein Perpendikel PK errichtet.

Legt man die Schutzmündung in den Parabelscheitel, so kommt natürlich das Schutzbrett vertical zu stehen.

Die Ausflußgeschwindigkeit bei P ist nun:

$$c_0 = \sqrt{c^2 - 2gz} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

und die entsprechende theoretische Druckhöhe

$$h_0 = \frac{c^2}{2g} - z \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

oder effectiv:

$$h_0 = 1{,}1 \left(\frac{c^2}{2g} - z\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8)$$

wenn die Ausmündung glatt abgerundet und vielleicht gar mit Eisenblech bekleidet ist. Die Weite der Schutzmündung soll man nur wenig kleiner machen als die Radweite.

Beispiel. Für die Geschwindigkeit $c = 5$ m und den Neigungswinkel $\nu = 20^0$ hat man die Coordinaten des Parabelscheitels:

$$x = 0{,}051 \,.\, 25 \,.\, \sin^2 20^0 = 0{,}149 \text{ m}$$

und

$$y = 0{,}051 \,.\, 25 \,.\, \sin\, 40^0 = 0{,}819 \text{ m}.$$

Will man nun die Mitte der Schutzmündung um $z = 0{,}1$ m über die Eintrittsstelle legen, so hat man die Coordinaten von der Mitte der Mündung:

$$x_0 = 0{,}149 - 0{,}1 = 0{,}049 \text{ m}$$

und

$$y_0 = 0{,}819 \sqrt{\frac{49}{149}} = 0{,}469 \text{ m}.$$

Für die Neigung des Strahles gegen den Horizont ist

$$tang\, \nu_0 = \frac{2 \,.\, 0{,}049}{0{,}469} = 0{,}2089,$$

hiernach diese Neigung selbst:

$$\nu_0 = 11^0\, 48',$$

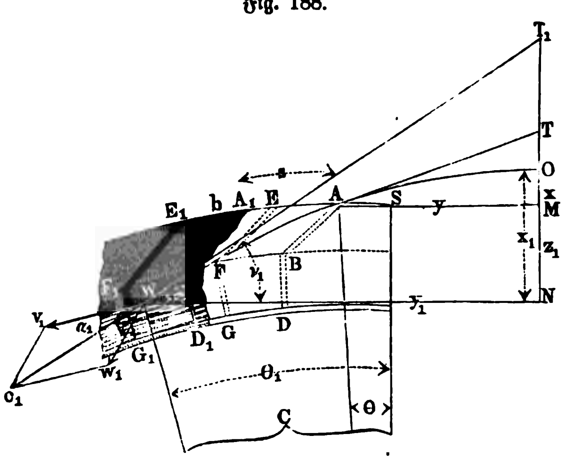
und folglich die des Schutzbrettes:

$$90^0 - \nu_0 = 78^0\, 12'.$$

Bei der in §. 60 angegebenen Einführung des Wassers in die Radzellen erleidet die parabolische Bahn des Wasserstrahles innerhalb des Rades nicht eher eine Veränderung, als bis der Strahl auf die Riegelschaufel oder auf das bereits in der Zelle befindliche Wasser aufschlägt; es lassen sich auch für den Punkt W, Fig. 188, in welchem der Strahl auftrifft, die vorstehend

gefundenen Formeln anwenden. Bezeichnet z_1 den senkrechten Abstand MN des Eintrittspunktes A von der Oberfläche W des Wassers im Augenblicke,

Fig. 188.



wenn der Zufluß in die entsprechende Zelle beendigt ist, so haben wir die Abscisse des Endpunktes W des Strahles:

$$ON = OM + MN, \text{ d. i. } x_1 = x + z_1 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (9)$$

ferner die Ordinate desselben:

$$NW = y_1 = y\sqrt{\frac{x_1}{x}} = y\sqrt{1 + \frac{z_1}{x}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (10)$$

und endlich für den Neigungswinkel $T_1WN = v_1$ des Wasserstrahles gegen den Horizont an eben dieser Stelle:

$$tang\, v_1 = \frac{2\, x_1}{y_1} = \frac{2\sqrt{x(x + z_1)}}{y} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (11)$$

Noch ist für den Winkel $WCS = \theta_1$, um welchen der Endpunkt W vom Radscheitel S abweicht,

$$sin\, \theta_1 = \frac{WN - AM + AS}{CW} = \frac{y_1 - y + a\, sin\, \theta}{a_1} \quad . \quad . \quad . \quad (12)$$

wobei a_1 den Halbmesser CW bezeichnet; und hieraus folgt nun der Winkel, um welchen die Richtung der Endgeschwindigkeit c_1 von der Richtung der Umdrehungsgeschwindigkeit v_1 in W abweicht:

$$\alpha_1 = v_1 - \theta_1 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (13)$$

Die Geschwindigkeit c_1, mit welcher endlich das Wasser in W aufschlägt, ist durch die bekannte Formel $\frac{c_1^2}{2g} = \frac{c^2}{2g} + z_1$ bestimmt, also:

$$c_1 = \sqrt{c^2 + 2 g z_1},$$

oder nach §. 59:

$$c_1 = \sqrt{2 g\, (0{,}9\, h_0 + z + z_1)} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (14)$$

Beispiel. Bei dem im letzten Beispiele behandelten Rade ist, wenn man $z_1 = 0{,}22$ m annimmt, für den Angriffspunkt W die Abscisse:

$$ON = x_1 = x + z_1 = 0{,}149 + 0{,}22 = 0{,}369 \text{ m},$$

die Ordinate:

$$NW = y_1 = y \sqrt{1 + \frac{z_1}{x}} = 0{,}819 \sqrt{1 + \frac{0{,}22}{0{,}149}} = 1{,}288 \text{ m}.$$

Ferner ist für den Neigungswinkel des Strahles an eben dieser Stelle:

$$tang\, \nu_1 = \frac{2\, x_1}{y_1} = \frac{0{,}738}{1{,}288} = 0{,}573,$$

folglich:

$$\nu_1 = 29^0\, 50'.$$

Dagegen ist für den Centriwinkel des Angriffspunktes W, wenn der Radhalbmesser $a = 6$ m ist und der Winkel $ACS = \theta = 12$ Grad mißt:

$$sin\, \theta_1 = \frac{y_1 - y + a\, sin\, \theta}{a_1} = \frac{1{,}288 - 0{,}819 + 6 \,.\, 0{,}2079}{6 - 0{,}22} = 0{,}297,$$

folglich $\theta_1 = 17^0\, 16'$, und der Winkel, um welchen in W die Richtung des Wasserstrahles von der Tangente des Rades abweicht:

$$\alpha_1 = \nu_1 - \theta_1 = 12^0\, 34'.$$

Endlich ist die Geschwindigkeit des in W zum Stoße gelangenden Wassers:

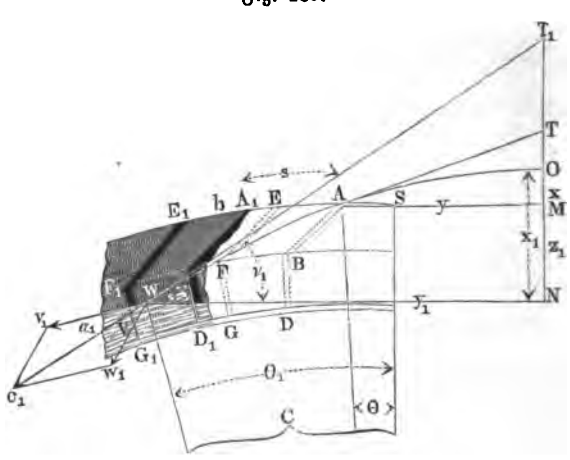
$$c_1 = \sqrt{c^2 + 2 g z_1} = \sqrt{25 + 2 \,.\, 9{,}81 \,.\, 0{,}22} = 5{,}414 \text{ m}.$$

Bewegung des einfallenden Wassers im Rade. Die Art und Weise, wie das Wasser innerhalb einer Zelle zum Stoße gelangt, ist folgende. Es sei AFW, Fig. 189, die Axe des Wasserstrahles vor dem Anstoße, und ABD eine Schaufel, welche mit ihrem äußeren Ende durch A geht, sowie EFG die nächst vorhergehende Schaufel und folglich AGE die Zelle, welche den Wasserkörper aufnimmt, dessen Axe durch AF repräsentirt wird. §. 63.

Bei der oben (§. 60) angegebenen Lage des Schaufelendes FE gelangt dieser Wasserkörper fast ohne allen Stoß in die Zelle AGE, wenigstens sind es nur die vordersten Elemente, welche bei F an EFG wirklich anstoßen, der hauptsächlichste Stoß erfolgt vielmehr erst, während die Zelle allmälig aus der Lage AGE in die Lage $A_1 G_1 E_1$ rückt, wobei die vordere Schaufel der Zelle nach und nach von allen übrigen Elementen des Wasserkörpers AF eingeholt wird. Der Stoß des Wassers innerhalb der gedachten Zelle ist beendigt, sobald das letzte Element A des Wasserkörpers AF an die vordere Schaufel $E_1 F_1 G_1$ (in V) antrifft oder auf das Wasser in der gefüllten Zelle (in W) aufschlägt. Bei der entsprechenden Stellung der Zelle $A_1 G_1 E_1$ ist also auch die Füllung derselben beendigt und daher anzu-

nehmen, daß hier die Wirkung des Wassers durch Stoß beendigt sei und die Wirkung desselben durch Druck beginne. Um diese Zellenstellung $A_1 G_1 E_1$ zu finden, hat man in Betracht zu ziehen, daß die vordere Schaufel EFG bei ihrer Bewegung nach $E_1 F_1 G_1$ dieselbe Zeit braucht, wie das letzte Wasserelement bei seiner Bewegung von A nach V oder W.

Fig. 189.



Bezeichnen wir den zu bestimmenden Weg $AA_1 = EE_1$ der Schaufel durch s, so können wir, da sich die letztere mit der Geschwindigkeit v fortbewegt, die Zeit zum Durchlaufen dieses Weges setzen:

$$t = \frac{s}{v} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

bezeichnen wir dagegen die Länge des Curvenbogens AFV durch s_1, und nehmen wir an, daß das letzte Wasserelement A denselben mit der mittleren Geschwindigkeit $\frac{c + c_1}{2}$ zurücklege, so können wir die hierzu nöthige Zeit

$$t = \frac{2\,s_1}{c + c_1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

setzen. Da nun aber diese beiden Zeiten einander gleich sind, so folgt die Bestimmungsgleichung

$$\frac{s}{v} = \frac{2\,s_1}{c + c_1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

Wegen der nur mäßigen Abweichung der Richtung des Strahles AFV vom Umfange AE_1 läßt sich annähernd $s_1 = AFV = AE + EF + EE_1$ setzen. Nun ist aber AE der als bekannt anzusehende und auf dem äußeren

Radumfang zu messende Abstand $b = \frac{2\pi a}{z}$, zwischen je zwei Radschaufeln, und EF durch die Proportion (s. §. 60):

$$\frac{EF}{EA} = \frac{w}{v} = \frac{c - v}{v} = \varkappa - 1$$

bestimmt, und zwar

$$EF = (\varkappa - 1)\, EA = (\varkappa - 1)\, b \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

daher folgt:

$$s_1 = b + (\varkappa - 1)\, b + s = \varkappa b + s \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

Es nimmt nun die gefundene Bestimmungsgleichung folgende Gestalt an:

$$\frac{s}{v} = \frac{2}{c + c_1}(\varkappa b + s),$$

oder:

$$(c + c_1 - 2v)\, s = 2\varkappa v b,$$

und es ist daher der gesuchte Weg der Schaufel während des Wasserstoßes:

$$s = \varkappa \frac{2v}{c + c_1 - 2v}\, b = \frac{2\varkappa b}{\left(1 + \frac{c_1}{c}\right)\varkappa - 2} \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

Mit Hülfe von $s = AA_1 = EE_1$ läßt sich nun die entsprechende Schaufelstellung aufzeichnen. Da sich aus dem gegebenen Aufschlagsquantum Q pr. Secunde, der Umdrehungszahl n des Rades pr. Minute, sowie aus der Anzahl z der Radschaufeln der Wasserkörper

$$V = \frac{60\, Q}{n z}$$

und hieraus und aus der axialen Radbreite e wieder der Querschnitt desselben:

$$F = \frac{V}{e} = \frac{60\, Q}{n z e}$$

bestimmen läßt, so kann man nun auch die Lage des Wasserspiegels W in der Zelle $A_1 G_1 E_1$ angeben und die Höhe $MN = z_1$ abmessen, welche wir im vorigen Paragraphen als gegeben angesehen haben.

Da $c_1 = \sqrt{c^2 + 2gz_1}$ ist, so hängt allerdings die ganze Bestimmung von s durch die obige Formel mit von z_1 ab; es ist indessen z_1 in der Regel eine mäßige Größe, für welche man in dem letzteren Ausdrucke einen Annäherungswerth einsetzen kann.

Beispiel. Wenn ein oberschlächtiges Wasserrad bei einer Höhe von 12 m 96 Schaufeln hat und mit 2,5 m Geschwindigkeit umläuft, wenn ferner das Wasser mit der Geschwindigkeit $c = 2v = 5$ m in dasselbe eingeführt wird

und sich dieselbe im Rade auf $c_1 = 5{,}414$ m steigert (s. das Beispiel des vorigen Paragraphen), so ist die Theilung oder die äußere Weite einer Radzelle:

$$b = \frac{2\pi a}{z} = \frac{3{,}1416\,.\,12}{96} = 0{,}393 \text{ m}$$

und die Bewegung derselben während des Wasserstoßes nach (6):

$$s = \frac{2\,x\,b}{\left(1 + \frac{c_1}{c}\right)x - 2} = \frac{2\,.\,2\,.\,0{,}393}{\left(1 + \frac{5{,}414}{5}\right)2 - 2} = 0{,}726 \text{ m.}$$

Anmerkung. Eine theoretische Untersuchung über die Einführung des Wassers in verticale Wasserräder von Weisbach findet sich im „Civilingenieur" Bd. 4 veröffentlicht. Siehe auch das Taschenbuch „der Ingenieur".

§. 64. **Stosswirkung.** Das Wasser wirkt beim oberschlächtigen Wasserrade vorzüglich durch sein Gewicht und nur zum kleinsten Theil durch Stoß. Die Wirkung durch den Stoß finden wir, indem wir von der ganzen Wirkung, welche der lebendigen Kraft des eintretenden Wassers entspricht, abziehen: die mechanische Arbeit, welche das Wasser behält, wenn es das Rad verläßt, sowie diejenige, welche es durch seine wirbelnde Bewegung beim Eintritte in die Zellen verliert. Die Geschwindigkeit des abfließenden Wassers ist gleichzusetzen der Geschwindigkeit v_1 des Rades im Theilrisse, und es ist daher das im abfließenden Wasser zurückbleibende Arbeitsvermögen gleich $\frac{v_1^2}{2g} Q\gamma$. Der Arbeitsverlust, welcher bei dem Wirbeln und Zertheilen des Wassers entsteht, läßt sich aber, wie beim Stoße, gleich $\frac{w_1^2}{2g} Q\gamma$ setzen, insofern w_1 diejenige Geschwindigkeit bezeichnet, welche das Wasser beim Eintritte in die Zellen plötzlich verliert. Ist daher c_1 die Geschwindigkeit Wc_1, Fig. 190, des eintretenden Wassers, so folgt die noch übrig bleibende Wirkung seiner lebendigen Kraft:

$$L_1 = \frac{c_1^2 - v_1^2 - w_1^2}{2g} Q\gamma \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (1)$$

Nun läßt sich aber c_1 in die Seitengeschwindigkeiten $Wr_1 = v_1$ und $Ww_1 = w_1$ theilen, wovon v_1 eben diejenige Geschwindigkeit ist, die das Wasser behält, indem es mit der Zelle fortgeht, es ist daher auch der andere Component w_1 die verlorene Geschwindigkeit. Setzen wir den Winkel $c_1 W v_1$, welchen die Richtung der Eintrittsgeschwindigkeit c_1 mit der Tangente Wv_1 oder Richtung der Umfangsgeschwindigkeit einschließt, gleich α_1, so haben wir bekanntlich:

$$w_1^2 = c_1^2 + v_1^2 - 2\,c_1 v_1 \cos \alpha_1,$$

und daher die gesuchte mechanische Arbeit:

$$L_1 = \frac{c_1^2 - v_1^2 - c_1^2 - v_1^2 + 2\, c_1 v_1 \cos \alpha_1}{2\,g}\, Q\gamma$$

$$= \frac{c_1 \cos \alpha_1 - v_1}{g}\, v_1 Q \gamma \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

oder da $\frac{1}{g} = 0{,}102$ und $\gamma = 1000$ kg ist,

$$L_1 = 102\,(c_1 \cos \alpha_1 - v_1)\, v_1 Q \text{ Meterkilogramm} \quad . \quad . \quad (3)$$

Man ersieht leicht, daß diese Stoßleistung um so größer wird, je größer c_1 und je kleiner α_1 ist; auch folgt durch Differentiiren, daß diese ein Maximum wird, wenn

$$v_1 = {}^1/_2\, c_1 \cos \alpha_1 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

ausfällt. Die dem letzten Verhältnisse entsprechende Maximalleistung ist

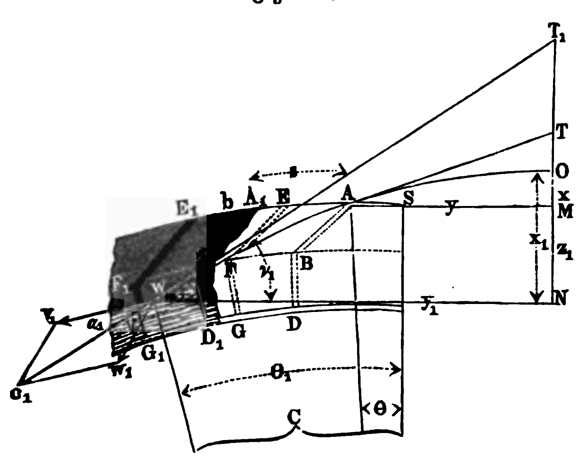
$$L_1 = {}^1/_2\, \frac{c_1^2 \cos^2 \alpha_1}{2\,g}\, Q\gamma \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

oder $\alpha_1 = 0$, also $\cos \alpha_1 = 1$ gesetzt,

$$L_1 = {}^1/_2\, \frac{c_1^2}{2\,g}\, Q\gamma \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5^a)$$

Da $\frac{c_1^2}{2\,g}$ das der Geschwindigkeit c_1 entsprechende Gefälle ist, so folgt, daß die Stoßwirkung im günstigsten Falle nur halb so groß ist, als die

Fig. 190.



disponible Leistung. Es ist aus diesem Grunde zweckmäßiger, vom ganzen Radgefälle nur den möglich kleinsten Theil auf den Stoß und dagegen so viel wie möglich auf den Druck zu verwenden. Könnten wir $c_1 \cos \alpha_1 = v_1$,

also $c_1 = \frac{v_1}{\cos \alpha_1}$ machen, so würden wir das Gefälle $\frac{v_1^2}{2g \cos \alpha_1^2}$ zur Einführung des Wassers in das Rad aufwenden, ohne eine Wirkung durch den Stoß zu erhalten. Machen wir hingegen $c_1 = \frac{2 v_1}{\cos \alpha_1}$, verwenden wir also auf die Einführung des Wassers das vierfache Gefälle $4 \frac{v_1^2}{2g \cos \alpha_1^2}$, so erhalten wir doch nur die Wirkung

$$\frac{1}{2} \frac{4 v_1^2}{2g} Q\gamma = 2 \frac{v_1^2}{2g} Qg,$$

und verlieren also das Gefälle $\left(\frac{4}{\cos \alpha_1^2} - 2\right) \frac{v_1^2}{2g}$, oder, wenn wir, da α_1 sehr klein ist, $\cos \alpha_1 = 1$ setzen, das Gefälle $2 \frac{v_1^2}{2g}$, d. i. doppelt so viel, als wenn wir auf alle Stoßleistung Verzicht leisten, also das Wasser nur so schnell eintreten lassen, als das Rad umgeht. Uebrigens ersehen wir auch, daß eine um so größere Wirkung vom Rade zu erwarten ist, je kleiner v_1 ist, d. i. je langsamer das Rad umgeht. Allerdings fällt aber die Radweite e oder der Fassungsraum, und also auch das Gewicht des Wasserrades, um so größer aus, je kleiner die Umfangsgeschwindigkeit v oder Umdrehungszahl n des Rades ist. Da nun aber die Zapfen eines Rades um so stärker gemacht werden müssen, je schwerer das Rad ist, und das Moment der Zapfenreibung mit den Zapfenstärken wächst, so wird allerdings bei einem langsam umgehenden Rade mehr mechanische Arbeit durch die Zapfenreibung consumirt als bei einem schneller umlaufenden, und es ist hiernach leicht zu ermessen, daß die größte Leistung eines Wasserrades keineswegs eine unendlich kleine Umdrehungsgeschwindigkeit erfordert.

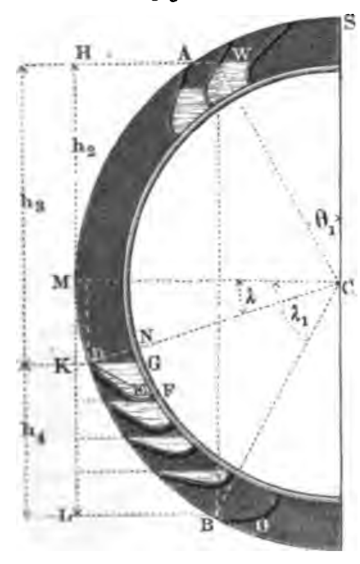
Da nach §. 60 schon c größer als v sein muß, so ist um so mehr c_1 größer als v_1, es übertrifft daher der Arbeitsverlust durch den Stoß stets die Größe

$$\frac{v_1^2}{2g} Q\gamma \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

§. 65. **Druckwirkung.** Die mit Wasser gefüllten Zellen eines Wasserrades bilden gleichsam einen ringförmigen Wasserraum AB, Fig. 191 (a. f. S.), den man deshalb auch den wasserhaltenden Bogen nennt. Da das Wasser am oberen Ende dieses Bogens ein- und am unteren Ende austritt, so ist dessen Höhe $HL = h_2$ das wirksame Gefälle, und daher die mechanische Leistung des Rades durch Druck gleich $Q\gamma h_2$. Die Höhe des wasserhaltenden Bogens läßt sich aber aus drei Theilen zusammensetzen.

Der erste Theil HM liegt über dem Radmittel und hängt von dem Winkel $SCW = \theta_1$ ab, um welchen die aus §. 62 bekannte Eintrittsstelle W des Wassers in das Rad vom Radscheitel absteht. Setzen wir wieder den Halbmesser $CW = a_1$, so haben wir die Höhe des obersten Theiles vom wasserhaltenden Bogen,

Fig. 191.



$$HM = a_1 \cos \theta_1 \quad . \quad . \quad (1)$$

Der zweite Theil MK liegt unter dem Radmittel M und hängt von der Stelle D ab, wo das Wasser anfängt auszufließen; setzen wir den Winkel MCD, um welchen diese Stelle unter dem Radmittel liegt, gleich λ, so haben wir diese zweite Höhe

$$MK = a \sin \lambda \, . \quad . \quad (2)$$

Der dritte Theil endlich entspricht demjenigen Bogen DB, in welchem das Ausleeren vor sich geht, der also zwischen dem Anfange D und dem Ende B des Austrittes liegt. Setzen wir den Winkel MCB, um welchen die Stelle B, wo das letzte Wasser aus dem Rade tritt, unter dem Radmittel M liegt, gleich λ_1, so haben wir die Höhe

$$KL = a\,(\sin \lambda_1 - \sin \lambda) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

Während nun in den ersten beiden Bogentheilen das Wasser zur vollständigen Wirkung gelangt, theilt es in dem unteren Drittel nur einen Theil seiner mechanischen Arbeit dem Rade mit, weil es sich hier allmälig vom Rade entfernt, und wir können daher die ganze Wirkung des Wassers durch sein Gewicht

$$L_2 = (a_1 \cos \theta_1 + a \sin \lambda)\, Q\gamma + a\,(\sin \lambda_1 - \sin \lambda)\, Q_1 \gamma \quad . \quad . \quad (4)$$

setzen, wenn Q das ganze Aufschlagwasserquantum pr. Secunde, Q_1 aber nur einen Theil desselben und zwar das mittlere Wasserquantum bezeichnet, welches wir im Bogen DB wirkend annehmen können.

Vereinigen wir hiermit die Stoßleistung L_1 des Wassers [s. (2) §. 64], so bekommen wir die ganze mechanische Leistung eines oberschlächtigen Wasserrades:

$$L = \left(\frac{c_1 \cos \alpha - v_1}{g}\, v_1 + a_1 \cos \theta_1 + a \sin \lambda\right) Q\gamma$$
$$+ a\,(\sin \lambda_1 - \sin \lambda)\, Q_1 \gamma \quad . \quad . \quad (5)$$

oder, wenn wir die Höhe $(a_1 \cos\theta_1 + a \sin\lambda)$ des Theiles vom wasserhaltenden Bogen, welcher das vollständige Wasserquantum aufnimmt, durch h_3, den übrigen Theil $a(\sin\lambda_1 - \sin\lambda)$ aber durch h_4 und das Verhältniß $\frac{Q_1}{Q}$ durch ξ bezeichnen.

$$L = Pv = \left(\frac{c_1 \cos\alpha_1 - v_1}{g} v_1 + h_3 + \xi h_4\right) Q\gamma \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

und die Kraft am Umfange des Wasserrades:

$$P = \left(\frac{c_1 \cos\alpha_1 - v_1}{g} v_1 + h_3 + \xi h_4\right) \frac{Q}{v} \gamma \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

Beispiel. Bei einem 10 m hohen oberschlächtigen Wasserrade ist die Eintrittsgeschwindigkeit $c_1 = 5$ m, die Geschwindigkeit im Theilrisse, $v_1 = 2{,}2$ m der Winkel α_1, um welchen die Strahlrichtung von der Bewegungsrichtung des Rades an der Eintrittsstelle W abweicht, gleich 12^0, und der Halbmesser oder Abstand $CW = 4{,}7$ m, ferner der Abstand dieser Stelle vom Scheitel, $WCS = 18^0$, der Abstand der Anfangsstelle D des Ausgusses vom Radmittel, $\lambda = 58^1/_2{}^0$, und der Abstand der Endstelle B von eben diesem Mittel, $\lambda_1 = 70^1/_2{}^0$, endlich das Aufschlagequantum $Q = 0{,}2$ cbm, und es werde $\xi = \frac{Q_1}{Q} = 1/_2$ angenommen: man sucht die Leistung des Rades. Es ist das wirksame Stoßgefälle

$$\frac{(c_1 \cos\alpha - v_1)\, v_1}{g} = 0{,}102\ (5 . \cos 12^0 - 2{,}2)\ 2{,}2 = 0{,}604 \text{ m}$$

und das Druckgefälle:

$$a_1 \cos\theta_1 + a\ [\sin\lambda + \xi\ (\sin\lambda_1 - \sin\lambda)] = 4{,}7 . \cos 18^0$$
$$+ 5 \left[\sin 58{,}5^0 + \frac{1}{2}(\sin 70{,}5^0 - \sin 58{,}5^0)\right] = 4{,}470 + 4{,}488 = 8{,}958 \text{ m}$$

folglich die ganze Leistung des Wasserrades:

$$L = 0{,}2 . 1000\ (0{,}604 + 8{,}958) = 1912{,}4 \text{ mkg} = 25{,}5 \text{ Pferdekräfte.}$$

Die Kraft am Umfange des Rades, dessen Geschwindigkeit $v = 2{,}2\ \frac{5}{4{,}7} = 2{,}34$ m mißt, beträgt folglich:

$$P = \frac{L}{v} = \frac{1912{,}4}{2{,}34} = 817 \text{ kg.}$$

§. 66. Austritt des Wassers aus dem Rade. Man sieht hiernach ein, daß es bei genauer Bestimmung der Druckwirkung des Wassers bei einem oberschlächtigen Rade besonders darauf ankommt, die beiden Grenzen des Ausgußbogens und das Verhältniß $\xi = \frac{Q_1}{Q}$ der mittleren Wassermenge einer Zelle im Ausgußbogen zur anfänglichen Wassermenge in einer Zelle zu finden. Hierüber sollen daher in Folgendem die nöthigen Regeln gegeben werden.

Hat das Rad z Schaufeln oder Zellen und macht es pr. Minute n Umdrehungen, so werden dem Wasser in jeder Secunde $\frac{nz}{60}$ Zellen zur Aufnahme der Wassermenge Q dargeboten, und es kommt daher auf eine Zelle das Wasserquantum:

$$V = Q : \frac{nz}{60} = \frac{60\,Q}{nz}.$$

Bezeichnet e, wie früher, die Radweite, so folgt der Querschnitt des Wasserprismas in einer Zelle:

$$F_0 = \frac{V}{e} = \frac{60\,Q}{nze} \text{ (s. §. 63.)}$$

Ist nun $DEFG$, Fig. 192, diejenige Zelle, bei welcher das Ausgießen anfängt, so können wir setzen:

$$F_0 = \text{Segment } DEF + \text{Dreieck } DFN - \text{Dreieck } DGN.$$

Fig. 192.

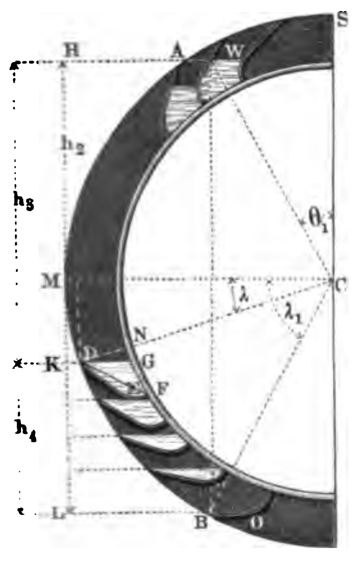
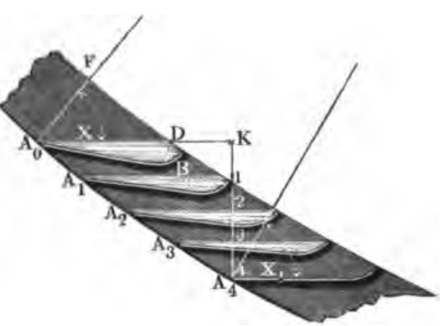


Fig. 193.



Setzen wir nun den Inhalt des Segmentes $DEF = S$, und den des Dreiecks $DFN = D$, so haben wir das Dreieck

$$DGN = S + D - F_0.$$

Da sich aber $\triangle\, DGN$ auch gleich

$$\frac{DN.NG}{2} = \frac{1}{2}\, d^2\, tg\, \delta$$

annehmen läßt, so folgt endlich annähernd, und zwar um so richtiger, je größer die Anzahl der Schaufeln ist,

$$tang\, \lambda = \frac{S + D - F_0}{\frac{1}{2}\, d^2}.$$

Hiernach ist der Winkel $MCD = \lambda$ bestimmt, welcher dem Anfangspunkte D des Ausgusses entspricht.

Eine Zelle wird ferner das Wasser gänzlich verloren haben, wenn das äußere Schaufelende horizontal liegt; ist daher Winkel CBO, welchen dieses Ende, oder nach Befinden, die ganze Stoßschaufel mit der Richtung des Halbmessers CB einschließt, gleich λ_1, so wird λ_1 auch zugleich den Winkel MCB angeben, welcher den Endpunkt B des Ausgußbogens bestimmt. Um nun die Wirkung des Wassers im Ausgußbogen zu finden, theilen wir die Höhe $KL = a\,(sin\,\lambda_1 - sin\,\lambda)$ in eine gerade Anzahl n gleicher Theile, geben die den erhaltenen Theilpunkten entsprechenden Schaufelstellungen an, schneiden durch Horizontallinien die Querprofile der Wassermengen der Zelle bei diesen verschiedenen Stellungen ab, und bestimmen die Inhalte F_1, F_2, $F_3 \ldots F_n$ dieser Querprofile. Nun wird der mittlere Werth F dieser Profile durch die Simpson'sche Regel ermittelt, indem man setzt:

$$F = \frac{F_0 + F_n + 4(F_1 + F_3 + \cdots + F_{n-1}) + 2(F_2 + F_4 + \cdots + F_{n-2})}{3\,n},$$

und hieraus erhält man das Verhältniß der mittleren Wassermenge einer Zelle im Ausgußbogen zur Wassermenge einer Zelle vor Anfang des Ausgusses:

$$\xi = \frac{Q_1}{Q} = \frac{F}{F_0} = \frac{F_0 + F_n + 4(F_1 + F_3 + \cdots + F_{n-1}) + 2(F_2 + F_4 + \cdots F_{n-2})}{3\,n\,F_0}.$$

Beispiel. Ein 12 m hohes Wasserrad soll pr. Minute 10 cbm Aufschlagewasser erhalten und innerhalb eben dieser Zeit vier Umdrehungen machen; man sucht die Leistung dieses Rades. Nehmen wir die Radtiefe oder Kranzbreite 0,3 m an, so können wir die Radweite

$$e = \frac{4\,.\,10}{3{,}1416\,.\,12\,.\,0{,}3\,.\,4} = 0{,}885 \text{ m}$$

machen; geben wir dem Rade 136 Schaufeln, so erhalten wir das Wasserquantum in einer Zelle:

$$V = \frac{10}{4\,.\,136} = 0{,}0184 \text{ cbm} = 18{,}4 \text{ Liter}$$

und demnach den Querschnitt desselben:

$$F_0 = \frac{0{,}0184}{0{,}885} = 0{,}0208 \text{ qm}.$$

Bei der angewandten und aus Fig. 193 zu ersehenden Schaufelconstruction ergiebt sich durch genaue Messung der Inhalt des Segmentes A_0BD, $S = 0{,}0154$ qm, und der des Dreiecks $A_0FD = 0{,}0640$ qm; es folgt daher für den Anfang des Ausgusses:

$$tg\,\lambda = \frac{0{,}0154 + 0{,}0640 - 0{,}0208}{\frac{1}{2}\,0{,}3\,.\,0{,}3} = 1{,}3022,$$

also

$$\lambda = 52^0\,30'.$$

Der Winkel, unter welchem das äußere Schaufelende den Halbmesser des Rades trifft, ist $\lambda_1 = 62^0\,30'$, daher die Höhe KA_4 des wasserhaltenden Bogentheiles, in welchem das Ausleeren erfolgt:

$$KA_4 = a\,(sin\,\lambda_1 - sin\,\lambda) = 6\,(0{,}8870 - 0{,}7934) = 0{,}562 \text{ m}.$$

Verzeichnet man nun innerhalb dieser Höhe noch drei Schaufelstellungen, so findet man durch Messung und Rechnung die Querschnitte der Wasserkörper einer Schaufel bei diesen Stellungen:

$$F_1 = 0{,}0154,\ F_2 = 0{,}0091,\ F_3 = 0{,}0042 \text{ qm}.$$

Da nun noch der Querschnitt am Anfang, $F_0 = 0{,}0208$ und der am Ende $F_4 = 0$ ist, so hat man die Verhältnißzahl:

$$\xi = \frac{0{,}0208 + 4\,(0{,}0154 + 0{,}0042) + 2\,.\,0{,}0091}{3\,.\,4\,.\,0{,}0208} = \frac{1174}{2496} = 0{,}470.$$

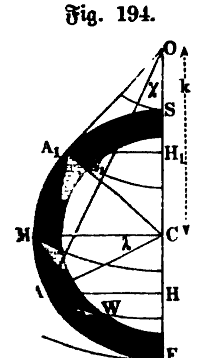
Wäre nun noch die Höhe des obersten Wasserspiegels über der Radmitte M, $a_1 \cos\theta_1 = 5{,}4$ m, so würde die Leistung des Wasserrades durch das Gewicht des Wassers, ohne Rücksicht auf den Stoß und auf die Zapfenreibung nach (4) in §. 65 betragen:

$$L = \{a_1 \cos\theta_1 + a\,[\sin\lambda + \xi\,(\sin\lambda_1 - \sin\lambda)]\}\ Q\gamma$$
$$= [5{,}4 + 6\,(0{,}793 + 0{,}470\,.\,0{,}094)]\,\frac{10}{60}\,1000 = 1737 \text{ mkg}$$
$$= 23{,}16 \text{ Pferdekräfte.}$$

Anmerkung. Die Höhe des wasserhaltenden Bogens von Wasserspiegel zu Wasserspiegel zu messen, ist nur annähernd richtig; eigentlich hat man dieselbe vom Schwerpunkt zum Schwerpunkt des Wassers in einer Zelle zu nehmen.

Einfluss der Centrifugalkraft. Bei gleicher Umfangsgeschwindigkeit haben kleine Räder eine größere Umdrehungszahl als große; überdies erfordert es oft der gleichförmige Gang oder der Zweck der Maschinen, z. B. bei Sägemühlen, Hammerwerken u. s. w., kleinen Rädern eine größere Geschwindigkeit zu geben. Aus diesen Gründen machen kleine Räder oft eine große Anzahl (25) von Umdrehungen in der Minute. Bei diesem großen Werthe von n fällt aber die Centrifugalkraft des Wassers in den Zellen so groß aus, daß die Neigung der Oberfläche desselben gegen den Horizont (s. Thl. I) sehr bedeutend wird, und daher ein viel zeitigeres Austreten erfolgt, als wenn das Rad langsam umginge. Wir haben an dem citirten Orte gefunden, daß die Oberflächen des Wassers in den Radzellen lauter concentrische Cylindermäntel bilden, deren gemeinschaftliche Axe O, Fig. 194, parallel mit der Radaxe läuft und um die Höhe §. 67.

Fig. 194.



$$CO = k = \frac{g}{\omega^2} = g\left(\frac{30}{\pi n}\right)^2 = \frac{894{,}6}{n^2} \text{ m} \quad (1)$$

über der Radaxe C steht. Es wächst also dieser Abstand umgekehrt wie das Quadrat der Umdrehungszahl, und fällt bei einer großen Umdrehungszahl ziemlich klein aus. Man findet nun sogleich, daß nur im Radscheitel S und im Radfuße F der Wasserspiegel horizontal

ist, daß er dagegen an einer gewissen Stelle oberhalb des Radmittels M am meisten vom Horizonte abweicht. Es ist die Abweichung $HAW = AOC = \chi$ für irgend einen Punkt A, welcher um $ACM = \lambda$ unter dem Radmittel steht,

$$tang\, \chi = \frac{AH}{OH} = \frac{a \cos \lambda}{k + a \sin \lambda} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

Für einen Punkt A_1 oberhalb M ist λ negativ, daher:

$$tang\, \chi = \frac{a \cos \lambda}{k - a \sin \lambda} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2^a)$$

Legt man von O aus eine Tangente OA_1 an den Radumfang, so erhält man im Berührungspunkte A_1 diejenige Stelle, wo der Wasserspiegel am meisten vom Horizonte abweicht, wo also χ ein Maximum, und zwar $= \lambda$ ist, und durch

$$\sin \chi = \frac{a}{k} = \frac{\pi^2 a n^2}{900\, g} = \frac{a n^2}{895} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

bestimmt wird.

Es nimmt also die Neigung χ des Wasserspiegels mit dem Radhalbmesser a und dem Quadrate der Umdrehungszahl n proportional zu.

Beispiel. 1. Für ein Rad, welches in der Minute fünf Umdrehungen macht, ist $k = \frac{894,6}{25} = 35,78$ m, wäre nun noch der Radhalbmesser $a = 5$ m, und der Ausgußwinkel $\lambda = 50^0$, so hätte man für die Ausgußstelle:

$$tang\, \chi = \frac{5 \cos 50^0}{35,78 + 5 \sin 50^0} = 0,0811,$$

daher $\chi = 4^0\, 38'$; es wiche also an diesem Punkte der Wasserspiegel beinahe $4^2/_3{}^0$ vom Horizonte ab.

2. Für ein Rad mit 20 Umdrehungen hat man:

$$k = \frac{894,6}{400} = 2,237 \text{ m};$$

ist nun noch $a = 1,5$ m und $\lambda = 0^0$, so hat man:

$$tang\, \chi = \frac{1,5}{2,237} = 0,6705, \text{ daher } \lambda = 33^0\, 50'.$$

Die größte Abweichung findet sich durch $\sin \chi = \frac{1,5 \,.\, 400}{894,6} = 0,6705$ zu $\chi = 42^0\, 6'$ in demselben Winkelabstande oberhalb des Radmittels.

Wenn wir nun den Einfluß der Centrifugalkraft berücksichtigen, was bei schnell umlaufenden Wasserrädern unbedingt nothwendig ist, so müssen die oben gefundenen Formeln für den Ausgußbogen durch andere ersetzt werden.

Es sei A_0, Fig. 195 (a. f. S.), die Anfangsstelle des Ausgusses, $MCA_0 = H_0A_0C = \lambda$ der Ausgußwinkel, $H_0A_0W_0 = A_0OC = \chi$ die Depression des Wasserspiegels unter dem Horizonte, also:

$$G_0A_0W_0 = \lambda + \chi$$

und

$$\triangle\ A_0G_0W_0 = \tfrac{1}{2}d^2\ tang(\lambda + \chi).$$

Setzen wir nun wieder den Inhalt des Segmentes $A_0B_0D_0 = S$, den des Dreiecks $A_0G_0D_0 = D$, und den Querschnitt des Wasserkörpers $= F_0$, so erhalten wir:

$$F_0 + \tfrac{1}{2}d^2\ tang(\lambda + \chi) = S + D,$$

und daher:

$$tang\ (\lambda + \chi) = \frac{S + D - F_0}{\tfrac{1}{2}d^2} \quad \ldots \ldots \quad (4)$$

Noch ist aber

$$\frac{sin\ A_0OC}{sin\ OA_0C} = \frac{CA_0}{CO},$$

d. i.:

$$\frac{sin\ \chi}{sin\ [90^0 - (\lambda + \chi)]} = \frac{a}{k},$$

daher folgt dann:

$$sin\ \chi = \frac{a\ cos\ (\lambda + \chi)}{k} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (5)$$

Nachdem man durch die erste Formel $\lambda + \chi$ und durch die zweite die Depression χ gefunden hat, erhält man durch Subtraction dieser beiden Winkel von einander den Ausgußwinkel:

$$\lambda = (\lambda + \chi) - \chi.$$

Am Ende A_1 des Ausgußbogens fällt das äußere Schaufelende mit dem Wasserspiegel A_1W_1 zusammen, es ist also dort $CA_1W_1 = \lambda_1 + \chi_1$ gleich dem bekannten, durch die Schaufeldeckung bestimmten Winkel $\delta = 90^0 - \beta$, daher:

$$sin\ \chi_1 = \frac{a\ cos\ \delta}{k} = \frac{a\ sin\ \beta}{k},$$

und

$$\lambda_1 = \delta - \chi_1 \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (6)$$

d. i. der Winkel, um welchen das Ende A_1 des Ausgußbogens vom Radmittel M absteht.

Wenn man nun die auf diese Weise sich herausstellende Höhe

$$H_0H_1 = h_4 = a\,(sin\ \lambda_1 - sin\ \lambda),$$

Fig. 195, des Ausgußbogens in eine gerade Anzahl (4 oder 6) gleicher Theile theilt, und die Schaufelfüllungen für die entsprechenden Schaufelstellen ermittelt, so kann man wieder das Verhältniß

$$\xi = \frac{Q_1}{Q} = \frac{F}{F_0}$$

der mittleren Schaufelfüllung während des Ausgießens zur Füllung vor dem Ausgießen finden, und hiernach die Wirkung des Wassers im Ausguß-

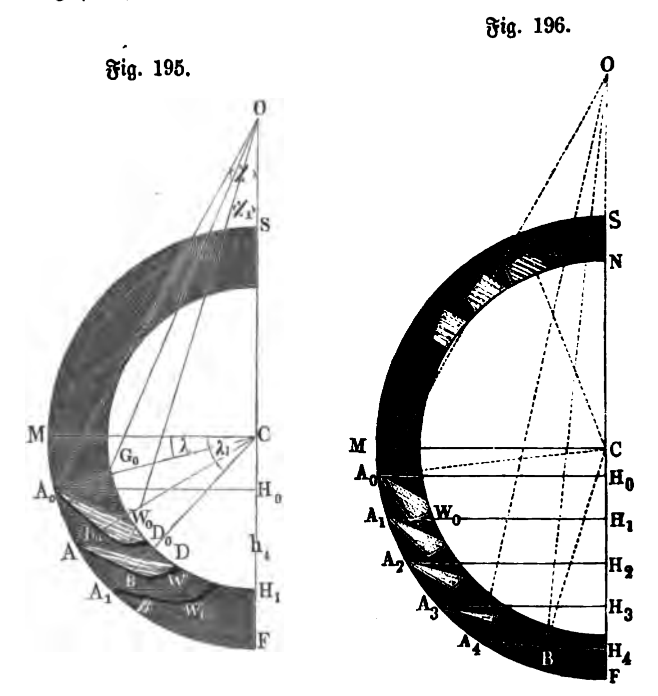


Fig. 195.

Fig. 196.

bogen berechnen. Hierbei sind natürlich die obigen Formeln umgekehrt zu gebrauchen. Es ist hier λ gegeben, hiernach

$$tang\,\chi = \frac{a \cos \lambda}{k + a \sin \lambda} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (2)$$

und

$$F = S + D - \frac{1}{2} d^2 tang\,(\lambda + \chi) \quad . \; . \; . \; . \quad (4)$$

Füllt das Wasser nicht mehr das ganze Segment aus, ist also $F < S$, also

$$\frac{1}{2} d^2 tang\,(\lambda + \chi) > D,$$

so hat man zu setzen

$$F = \text{Segment } ABD - \triangle ADW,$$

und bei geraden Schaufeln

$$F = S - \frac{1}{2} s^2 \frac{\sin(\lambda + \chi - \delta)\sin\delta_1}{\sin(\lambda + \chi)} \quad . \; . \; . \quad (7)$$

wo s die Diagonale AD, und δ_1 den Winkel DAC bezeichnet, welchen dieselbe mit dem Halbmesser AC einschließt.

Beispiel. Das kleine hölzerne Wasserrad in Fig. 196 hat 4 m Höhe, 0,3 m Tiefe, 1,2 m Weite und nimmt bei 17 Umläufen pr. Minute 36 cbm Aufschlag auf, man sucht die mechanische Leistung desselben. Es ist hier:

$$a = 2,\ d = 0{,}3,\ e = 1{,}2,\ a_1 = 1{,}85,\ Q = \frac{36}{60} = 0{,}6 \text{ und } n = 17;$$

giebt man nun dem Rade 24 Schaufeln, so hat man:

$$\varphi^0 = \frac{360^0}{24} = 15^0 \quad \text{und} \quad F_0 = \frac{36}{24\,.\,17\,.\,1{,}2} = 0{,}0735 \text{ qm}.$$

Ist ferner $D = 0{,}067$ und $S = 0{,}040$ qm, so hat man nach (4):

$$tang\,(\lambda + \chi) = \frac{0{,}067 + 0{,}040 - 0{,}0735}{\frac{1}{2}\,.\,0{,}09} = 0{,}744,$$

daher

$$\lambda + \chi = 36^0\,40'.$$

Nun ist

$$CO = k = \frac{894{,}6}{17\,.\,17} = 3{,}096 \text{ m},$$

daher nach (5):

$$sin\,\chi = \frac{2\,cos\,36^0\,40'}{3{,}096} = 0{,}5181,$$

hiernach

$$\chi = 31^0\,12' \text{ und } \lambda = 5^0\,28'.$$

Es fängt hier also der Ausguß schon $5^1/_2{}^0$ unter dem Radmittel an. Um die Stelle zu finden, wo der Ausguß beendet ist, hat man in dem vorliegenden Falle, wo sich noch etwas Wasser in der Zelle erhält, wenn auch der Wasserspiegel das äußere Ende der Schaufel berührt, in der Formel (6):

$$sin\,\chi_1 = \frac{a\,sin\,\beta}{k}$$

statt a den Theilkreishalbmesser $a_1 = 1{,}85$ und statt β den Eintrittswinkel, welcher hier $= 10^0\,46'$ beträgt, zu setzen. Es ist sonach:

$$sin\,\chi_1 = \frac{1{,}85\,.\,sin\,10^0\,46'}{3{,}096} = 0{,}1115 = sin\,6^0\,25',$$

daher der zweite Ausgußwinkel:

$$\lambda_1 = 90^0 - 10^0\,46' - 6^0\,25' = 72^0\,49'.$$

Hiernach ist nun die Höhe des Ausgußbogens:

$$h_4 = a_1\,sin\,\lambda_1 - a\,sin\,\lambda = 1{,}85\,sin\,72^0\,49' - 2\,sin\,5^0\,28'$$
$$= 1{,}769 - 0{,}190 = 1{,}579 \text{ m}.$$

Diese Höhe theilen wir in vier gleiche Theile, und bestimmen nun durch Zeichnung, genaue Messung und Rechnung noch die entsprechenden drei Zwischenwerthe von F. Die erlangten Ergebnisse sind: $F_1 = 0{,}0555$ qm, $F_2 = 0{,}0464$ qm, $F_3 = 0{,}0216$ qm, daher das gesuchte Querschnittsverhältniß:

$$\varepsilon = \frac{F}{F_0} = \frac{0{,}0735 + 4\,(0{,}0555 + 0{,}0216) + 2\,.\,0{,}0464}{12\,.\,0{,}0735} = 0{,}538,$$

und die mechanische Arbeit des Wassers beim Herabsinken im Ausgußbogen:

$$L_4 = \xi h_4 Q \gamma = 0{,}538 \,.\, 1{,}579 \,.\, 0{,}6 \,.\, 1000 = 510 \text{ mkg}.$$

Fiele das Wasser mit 6,5 m Geschwindigkeit 20° unter dem Radscheitel so ein, daß seine Richtung um 25° von der Tangente am Eintrittspunkte abwiche, so hätte man noch die übrige Druckwirkung [s. (4) in §. 65]:

$$L_3 = (1{,}85 \cos 20^0 + 2 \sin 5^0 28') \; 0{,}6 \,.\, 1000 = 1157 \text{ mkg}$$

und die Stoßwirkung, da die Geschwindigkeit im Theilrisse

$$v_1 = \frac{2 \,.\, 1{,}85 \,.\, \pi \,.\, 17}{60} = 3{,}293 \text{ m}$$

ist, nach (3) in §. 64:

$$L_1 = 102 \; (6{,}5 \cos 25^0 - 3{,}293) \; 3{,}293 \,.\, 0{,}6 = 524 \text{ mkg}.$$

Demnach wäre die ganze Leistung dieses Rades:

$$L = L_1 + L_3 + L_4 = 2191 \text{ mkg} = 29{,}2 \text{ Pferdekräfte.}$$

§. 68. **Stärke der Radarme.** Von der Größe und Art der Wirkung eines Wasserrades hängen auch die erforderlichen Querschnittsdimensionen der Radarme, sowie die Stärke der Welle und die der Wellenzapfen ab. Um diese Raddimensionen zu ermitteln, hat man vorzüglich Thl. I, Abschnitt IV, sowie Thl. III, 1, Capitel 1, zu Rathe zu ziehen.

In der Regel wird die Kraft des Wasserrades durch ein Zahnrad weiter fortgepflanzt, und dasselbe sitzt entweder

1. auf der Wasserradwelle, oder
2. auf einem der Armsysteme (Armgeviere), oder
3. an einem der Radkränze fest.

Im ersteren Falle wird die Kraft des Wassers durch die Radarme auf die Welle und von dieser wieder auf das Transmissionsrad übertragen; im zweiten Falle geht hingegen die Wasserkraft nur mittelst der Radarme auf das Transmissionsrad über, und im dritten Falle erfolgt die Uebertragung der Wasserkraft fast unmittelbar. Der erstere Fall ist bei weitem der häufigere, um so mehr, da hierzu auch die Fälle zu rechnen sind, wo die Transmission nicht durch Zahnräder, sondern durch Trommeln, Kurbeln u. s. w. erfolgt.

Bezeichnet m die Anzahl der Arme des Wasserrades, ferner b_1 die Breite und h_1 die Dicke eines Armes, jene parallel zur Radaxe und diese parallel zum Radumfange gemessen, so hat man in der aus Thl. I bekannten Formel

$$Pl = b_1 h_1^2 \frac{s}{6},$$

für P die Kraft $\frac{P}{m}$, für die Länge l den Radhalbmesser a und für s die höchstens zulässige Materialspannung pro Flächeneinheit zu setzen, und erhält damit

$$\frac{Pa}{m} = 9{,}549\,\frac{L}{mn} = b_1 h_1^2\,\frac{s}{6},$$

wenn L die Leistung in Meterkilogrammen pro Secunde und n wie bisher die Umdrehungszahl in der Minute bedeutet. Ist nun noch das Dimensionsverhältniß $\frac{b_1}{h_1} = \mu$ ein bestimmtes, z. B. bei Holz $= {}^5/_7$ und bei Gußeisen ${}^1/_5$, so erhält man hiernach für die gesuchte Dicke der Radarme:

$$h_1 = \sqrt[3]{\frac{6}{\mu s}\,\frac{Pa}{m}} = \sqrt[3]{\frac{6}{\mu s}\,9{,}549\,\frac{L}{mn}} = 3{,}86\,\sqrt[3]{\frac{L}{\mu s m n}}.$$

Drückt man, wie gewöhnlich, a in Metern und L in Pferdekräften (jede zu 75 Meterkilogrammen) aus, so erhält man:

$$h_1 = 1{,}817\,\sqrt[3]{\frac{Pa}{\mu s m}} = 16{,}26\,\sqrt[3]{\frac{L}{\mu s m n}}\ \text{m}.$$

Nimmt man nun noch für Holz $\mu = {}^5/_7$ und $s = 0{,}75$ kg pro Quadratmillimeter, so erhält man für hölzerne Arme

$$h_1 = 1{,}817\,\sqrt[3]{\frac{7\,.\,Pa}{5\,.\,750\,000\,.\,m}} = 0{,}0224\,\sqrt[3]{\frac{Pa}{m}}$$

$$= 16{,}26\,\sqrt[3]{\frac{7\,.\,L}{5\,.\,750\,000\,.\,mn}} = 0{,}20\,\sqrt[3]{\frac{L}{mn}}\ \text{m}.$$

Der Sicherheit wegen, und weil die Arme auch noch das Gewicht des Rades aufnehmen müssen, nimmt man in der Ausführung reichlich das Doppelte, und setzt hiernach:

$$h_1 = 0{,}045\,\sqrt[3]{\frac{Pa}{m}} = 0{,}4\,\sqrt[3]{\frac{L}{mn}}\ \text{m}.$$

Nimmt man dagegen für Gußeisen $\mu = {}^1/_5$ und $s = 5$ kg an, so erhält man für **gußeiserne Arme**:

$$h_1 = 1{,}817\,\sqrt[3]{\frac{5\,.\,Pa}{5\,.\,1\,000\,000\,.\,m}} = 0{,}018\,\sqrt[3]{\frac{Pa}{m}}$$

$$= 0{,}163\,\sqrt[3]{\frac{L}{mn}}\ \text{m}.$$

In der Praxis nimmt man nahe das Doppelte an, nämlich:

$$h_1 = 0{,}035\,\sqrt[3]{\frac{Pa}{m}} = 0{,}3\,\sqrt[3]{\frac{L}{mn}}\ \text{m}.$$

Beispiel. Wenn ein hölzernes oberschlächtiges Wasserrad mit 16 Armen in der Minute fünf Umdrehungen machen, und eine Leistung von 20 Pferdekraft aufnehmen und mittelst seiner Welle fortpflanzen soll, so müssen dessen Arme folgende Querschnittsdimensionen erhalten:

$$h_1 = 0{,}4 \sqrt[3]{\frac{L}{mn}} = 0{,}4 \sqrt[3]{\frac{20}{16 \,.\, 5}} = 0{,}252 \text{ m}$$

und $$b_1 = \mu h_1 = \frac{5}{7}\, 0{,}252 = 0{,}180 \text{ m}.$$

Nach den äußeren Enden zu können natürlich diese Dimensionen etwas abnehmen.

Wenn die Kraft eines oberschlächtigen Wasserrades durch ein am Radumfange angebrachtes Zahnrad fortgepflanzt wird, so haben die Radarme hauptsächlich nur das Gewicht des Rades zu tragen, und es ist daher in diesem Falle die Stärke der Arme fast nur von dem Radgewichte abhängig. Da während einer Umdrehung des Rades die Arme desselben nach und nach in alle möglichen Stellungen gegen die Richtung der Schwere kommen, so ist auch die Kraft, welche ein Radarm hierbei aufzunehmen hat, veränderlich, und es sind daher bei Bestimmung des Querschnittes eines Armes verschiedene Stellungen in Betracht zu ziehen. Setzen wir zunächst ein Armsystem mit sechs Armen CB, CD, $CE \ldots$, Fig. 197 und Fig. 198, sowie eine vollkommene Starrheit des Radkranzes voraus. Bei der Stellung in Fig. 197 sind zwei Arme CB, CB, vertical, und vier Arme, CD, CE u. s. w., unter 30 Grad gegen den Horizont geneigt. Der aufwärts gerichtete Arm widersteht durch seine Druck-, der abwärts gerichtete Arm durch seine Zug-, und die übrigen Arme widerstehen durch ihre zusammengesetzte Festigkeit, und zwar die Arme CD, CD durch Druck- und Biegungs-, dagegen die Arme CE und CE durch Zug- und Biegungsfestigkeit. Da die Widerstände des Druckes und des Zuges dem Rade nur

Fig. 197.

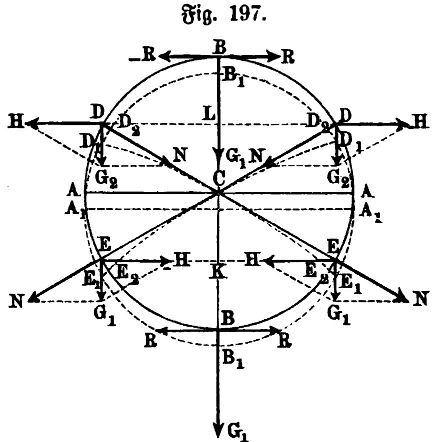


Fig. 198.

eine sehr kleine verticale Senkung gestatten, so sind auch die Biegungen der Arme sehr klein, und wir können deshalb die Kraft, welche die Biegung aufnimmt, ganz außer Betracht lassen.

Es sei G derjenige Theil des Radgewichtes, welchen das in Betrachtung zu ziehende Armsystem auf die Welle C überzutragen hat, ferner G_1 der Theil des Gewichtes, welchen jeder der beiden verticalen Arme, und G_2 der Theil, welchen jeder der geneigten Arme aufnimmt. Die letztere Kraft zerlegt sich in eine horizontale Kraft:

$$H = G_2 \, tang \, 60^0 = G_2 \sqrt{3},$$

und in eine Kraft nach der Richtung des Armes:

$$N = \frac{G_2}{\cos 60^0} = 2\, G_2.$$

Da sich die Horizontalkräfte $H, H \ldots$ gegenseitig im Rade aufheben, so kann natürlich das letztere in Folge der Elasticität der Radarme nur senkrecht, und zwar um die Größe $BB_1 = DD_1 = EE_1 \ldots = \sigma$ sinken. Nun entspricht aber der Senkung $DD_1 = EE_1 \ldots$ der Armenden $D, E \ldots$ die Verkürzung oder Ausdehnung

$$DD_2 = E_1E_2 = DD_1 \cos D_1DD_2 = \sigma \cos 60^0 = \frac{1}{2}\sigma;$$

es ist daher auch die Kraft N in der Richtung der Arme CD, $CE \ldots$ die Hälfte der Kraft G_1 des sich um σ verkürzenden Armes CB, sowie auch des sich um σ ausdehnenden Armes CB, und folglich

$$G_2 = \frac{1}{2} N = \frac{1}{4} G_1$$

zu setzen.

Führen wir diesen Werth in die Gleichung $2\,G_1 + 4\,G_2 = G$ ein, so erhalten wir

$$G_1 = \frac{1}{3} G \text{ und } G_2 = \frac{1}{12} G.$$

Bezeichnet endlich F den Querschnitt eines Radarmes und s die zulässige Materialspannung desselben, so erhalten wir hiernach:

$$F = \frac{G_1}{s} = \frac{G}{3\,s},$$

sowie:

$$F = \frac{N}{s} = \frac{2\,G_2}{s} = \frac{G}{6\,s}.$$

Es ist natürlich der erstere Querschnitt in Anwendung zu bringen.

Bei der Armstellung in Fig. 198, wo zwei Arme CA, CA horizontal sind, werden nur die vier Arme CD, CD und CE, CE der Druck- und Zugfestigkeit ausgesetzt, und es ist die Druck- oder Zugkraft:

$$N = \frac{G_1}{\cos 30^0} = G_1 \sqrt{\frac{4}{3}} = \frac{G}{4}\sqrt{\frac{4}{3}},$$

folglich der entsprechende Armquerschnitt:

$$F = \frac{N}{s} = \frac{G}{4s}\sqrt{4/3} = \frac{G}{3{,}464\,s},$$

also kleiner als für die Stellung in Fig. 197.

Der anzuwendende Armquerschnitt bleibt also

$$F = \frac{G}{3s}.$$

Bei Anwendung von nur vier Armen ist

$$F = \frac{G}{2s},$$

sowie bei Anwendung von acht Armen

$$F = \frac{G}{4s}$$

zu setzen, wie durch eine ähnliche Untersuchung leicht gefunden werden kann.

Ist allgemein die Anzahl der Arme eines Rades $= m$ und das ganze Gewicht desselben $= G$, so bestimmt sich hiernach der Querschnitt eines Radarmes einfach durch die Formel

$$F = \frac{2G}{ms}.$$

Für hölzerne Arme wäre nach Thl. I, $s = 1{,}8$ kg pro Quadratmillimeter Querschnitt, dagegen für gußeiserne, $s = 6{,}67$ kg und für schmiedeeiserne $s = 13{,}13$ kg anzunehmen, da sich aber lange Arme auch durch Druckkräfte leicht biegen und die Spannung derselben während einer Umdrehung sich unaufhörlich verändert, so ist von dem ersten Werthe nur der zehnte und von den letzteren Werthen nur der fünfte Theil in Anwendung zu bringen, und hiernach für hölzerne Arme

$$F = \frac{2G}{0{,}18\,m} = 11\,\frac{G}{m}\ \text{qmm}$$

und dagegen für gußeiserne Arme

$$F = \frac{2G}{1{,}33\,m} = 1{,}5\,\frac{G}{m}\ \text{qmm}$$

und für schmiedeeiserne

$$F = \frac{2G}{2{,}62\,m} = 0{,}75\,\frac{G}{m}\ \text{qmm}$$

zu setzen.

Sind die Radkränze eines Wasserrades durch schmiedeeiserne Spannstangen mit der Welle fest verbunden, so wird das Rad nur von denjenigen Armen oder Stangen, welche abwärts gerichtet sind, getragen, da solche Stangen gegen biegende Momente einen nennenswerthen Widerstand nicht zu äußern vermögen. Es ist daher dann

$$G_1 = \frac{2}{3} G \text{ und } G_2 = \frac{1}{6} G,$$

sowie auch N und F doppelt so groß als bei einem steifen Armsystem.

Anmerkung. Mit Hülfe der vorstehenden Theorie läßt sich auch die erforderliche Stärke eines Radkranzes ermitteln. Jede Radhälfte wird von einem Kräftepaar ($H, - H$) ergriffen, welches in den Punkten B, B Spannungen $R, - R$ hervorbringt, denen der Radkranz durch seine Festigkeit widerstehen muß. Setzt man das Moment $R . 2a$ des Paares $R, - R$, dem Momente Ha des Paares $H, - H$ gleich, so erhält man.

$$R = \frac{1}{2} H = \frac{1}{2} \sqrt{3}\, G_2 = \frac{1}{24} \sqrt{3}\, G = 0{,}072\, G$$

und daher den nöthigen Querschnitt des Radkranzes: $bd = \frac{R}{s}$, so wie die Dicke desselben:

$$d = \frac{0{,}072\, G}{b s}.$$

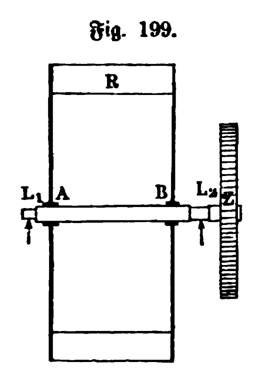
Um einen möglichst steifen Radkranz zu erhalten, kann man:

für hölzerne Kränze . . . . $s = 0{,}04$ kg
„ gußeiserne Kränze . . . . $s = 0{,}3$ „ und
„ schmiedeeiserne Kränze . . . . . . $s = 0{,}5$ „

pro Quadratmillimeter Querschnittsfläche annehmen.

Stärke der Wasserradwelle. Die Stärke der Wasserradwelle bestimmt sich wie diejenige einer Transmissionswelle mit Rücksicht auf das Torsionsmoment und wie diejenige einer Tragaxe, welche durch das Eigengewicht des Wasserrades belastet ist. Streng genommen ist die Welle unter Berücksichtigung beider Anstrengungen nach den Regeln der zusammengesetzten Festigkeit zu bestimmen; in vielen Fällen genügt indessen die Stärkenermittelung entweder mit Rücksicht auf Torsion oder in Bezug auf Bruch. §. 69.

Fig. 199.



Eine Anstrengung der Welle auf Torsion durch das ganze vom Wasserrade aufgenommene Arbeitsmoment $Pa = 716{,}2 \frac{N}{n}$ (s. Thl. III, 1) ist immer vorauszusetzen, wenn die Arbeit des Wasserrades auf die Transmissionswelle durch ein Zahnrad Z übertragen wird, welches außerhalb der Radkränze befindlich ist, Fig. 199. In diesem Falle wirkt das ganze Arbeitsmoment Pa auf das Wellenstück BZ, also auch auf den Zapfen L_2 ein, während das Stück AB nur die Hälfte des Kraftmomentes $\frac{1}{2} Pa$ zu übertragen hat, und der Zapfen L_1 gar nicht oder doch nur durch die ganz unbedeutende Zapfenreibung auf Torsion beansprucht wird. Dieser

Zapfen ist daher auf alle Fälle lediglich als Tragzapfen zu berechnen, und es gelten hierfür die in Thl. III, 1 aufgestellten Regeln. Danach ergiebt sich die Stärke d eines Tragzapfens zu

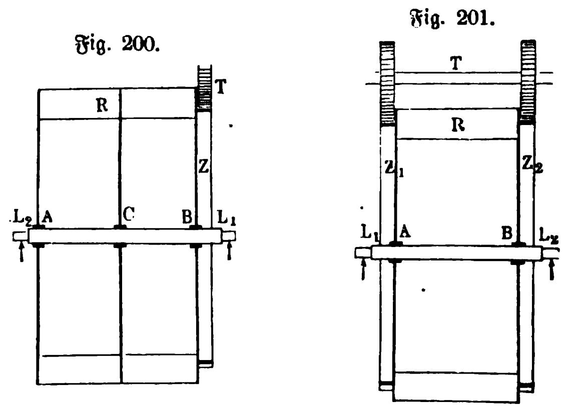
$$d = 2{,}26 \sqrt{P \frac{\lambda}{s}} \text{ mm} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

wenn P den Zapfendruck in Kilogrammen, s die zulässige Materialspannung in Kilogrammen pro Quadratmillimeter und $\lambda = \frac{l}{d}$ das Verhältniß der Zapfenlänge l zum Zapfendurchmesser d bedeutet. Nimmt man wegen der nur geringen Umdrehungszahl der Wasserräder ein durchschnittliches Verhältniß von $\lambda = \frac{l}{d} = 1{,}25$ an, so folgt

für Gußeisen mit $s = 3$ kg; $d = 1{,}45 \sqrt{P}$ mm
„ Schmiedeeisen mit $s = 6$ „ $d = 1{,}0 \sqrt{P}$ „
„ Gußstahl mit $s = 10$ „ $d = 0{,}80 \sqrt{P}$ „

Nach dieser Formel ist auch der zweite Zapfen L_2 zu berechnen, wenn, Fig. 200, das Zahnrad Z mit einem Armsystem oder Radkranze B

Fig. 200. Fig. 201.



direct verbunden ist. Vermöge dieser Anordnung wird beim Vorhandensein von zwei Armsystemen das zwischen diesen befindliche Wellenstück durch $\frac{1}{2} Pa$ auf Torsion beansprucht, während bei Anordnung eines dritten Armsystems C in der Mitte das Wellenstück AC durch $\frac{1}{4} Pa$ und dasjenige CB durch $\frac{3}{4} Pa$ angegriffen wird. Wenn die Kraft durch zwei an den äußeren Radkränzen angebrachte Zahnräder auf zwei Getriebe der Trans-

missionswelle T übertragen wird, Fig. 201 (a. v. S.), so findet eine Beanspruchung der Welle auf Torsion gar nicht statt, und dasselbe würde man auch annehmen dürfen, wenn das übertragende Zahnrad Z an einem zwischen A und B befindlichen Kranze angebracht wäre.

Die mit Rücksicht auf das Torsionsmoment erforderlichen Stücke d einer Wasserradwelle bestimmen sich nach der in Thl. III, 1, für Wellen angegebenen Festigkeitsformel

$$Pa = t\,\frac{W}{e} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

worin t die höchstens zulässige Schubspannung $t = \frac{4}{5}\,s$ des Wellenmaterials, e die Entfernung der äußersten Faser von der Mitte und W das polare Trägheitsmoment des Querschnitts bedeuten. Für den kreisförmigen Querschnitt insbesondere, für welchen bei dem Durchmesser d die Größe

$$\frac{W}{e} = \frac{\frac{1}{32}\,\pi d^4}{\frac{d}{2}} = \frac{\pi d^3}{16}$$

ist, ergab sich an der angezeigten Stelle:

für Schmiedeeisen mit $t = 4{,}8\,\text{kg}$; $d = 1{,}02\,\sqrt[3]{Pa} = 91{,}3\,\sqrt[3]{\frac{N}{n}}$ mm

„ Gußeisen mit $t = 2{,}4\,\text{kg}$; $d = 1{,}28\,\sqrt[3]{Pa} = 115\,\sqrt[3]{\frac{N}{n}}$ „

„ Holz mit $t = 0{,}64\,\text{kg}$; $d = 2{,}0\,\sqrt[3]{Pa} = 179\,\sqrt[3]{\frac{N}{n}}$ „

In der Praxis macht man hölzerne Wasserradwellen jedoch viel stärker, meist drei- bis viermal so stark als gußeiserne.

Auf den Verdrehungswinkel der Wasserradwellen hat man bei deren immer nur geringen Länge keine Rücksicht zu nehmen und daher nur die oben angeführte Festigkeitsformel, nicht aber die Elasticitätsformel der Torsion in Anwendung zu bringen. In welcher Weise man bei anderen als kreisförmigen Querschnitten, z. B. bei vierkantigen, gerippten oder hohlen Wellen, das polare Trägheitsmoment W der Formel (2) zu bestimmen hat, ist aus Thl. I bekannt.

Die Stärke der Welle mit Rücksicht auf ihre Biegungsfestigkeit bestimmt sich in jedem Falle nach der Fundamentalformel der relativen Festigkeit:

$$M = \frac{T}{e}\,s \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

unter M das biegende Moment der äußeren Kräfte, unter T das Trägheitsmoment des Querschnitts, dessen äußerste Faser den Abstand e von der neutralen Axe hat und unter s wieder die höchstens zulässige specifische Faserspannung verstanden. In welcher Weise für jeden Punkt der Welle die Größe des biegenden Momentes M ermittelt werden kann, und wie man sich hierzu mit Vortheil der graphischen Methoden bedienen kann, ist in Thl. III, 1, gelegentlich mehrfach gezeigt worden, so daß auf jene Stelle verwiesen werden kann.

Wenn es für die Bestimmung der Wellenstärke auch meistens genügen wird, die größere der beiden, bezw. für Torsion und Biegung erforderlichen Stärken anzunehmen, so kann es doch, besonders in dem Falle, wo die beiden bezüglichen angreifenden Momente nicht sehr von einander in der Größe verschieden sind, geboten erscheinen, die Dimensionen mit Bezug auf die zusammengesetzte Beanspruchung auf Verdrehung und Biegung festzustellen, und man hat sich in diesem Falle der aus Thl. I bekannten Formel zu bedienen:

$$s\,\frac{T}{e} = \frac{3}{8}\,M_b + \frac{5}{8}\sqrt{M_b^2 + M_d^2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

worin M_b das auf Biegung und M_d das auf Verdrehung wirkende Moment vorstellt, und s, T und e dieselbe Bedeutung wie vorstehend haben. In Bezug auf die graphische Ermittelung der Anstrengungen, welchen die Wasserradwelle durch die biegenden und verdrehenden Momente ausgesetzt ist, kann hier auf das in Thl. III, 1, angeführte Beispiel eines oberschlächtigen Wasserrades verwiesen werden.

Anmerkung. In Thl. I wurde für einen gleichzeitig durch das Torsionsmoment $M_d = Pa$ und das Biegungsmoment $M_b = Ql$ beanspruchten Balken die angenäherte Formel

$$\frac{M_d}{k}\,\frac{e}{2\,T} = \sqrt{1 - \frac{M_b}{k}\,\frac{e}{T}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

gefunden, worin k die hier mit s bezeichnete zulässige Faserspannung und T das Trägheitsmoment des Querschnitts bedeutet. Für den kreisförmigen Querschnitt vom Durchmesser d ist

$$T = \frac{\pi d^4}{64}$$

und

$$e = \frac{d}{2},$$

daher

$$\frac{T}{e} = \frac{\pi d^3}{32}$$

und man erhält mit diesen Werthen die Gleichung:

$$\frac{16\,M_d}{s\pi a^3} = \sqrt{1 - \frac{32\,M_b}{s\pi d^3}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

Hieraus folgt ohne Rücksicht auf Biegung, d. h. mit $M_b = 0$ die Wellenstärke

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{16\,M_d}{s\pi}}$$

und ohne Rücksicht auf Verdrehung, d. h. mit $M_d = 0$ die Wellenstärke

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{32\,M_b}{s\pi}},$$

daher kann man auch obige Gleichung (6) schreiben:

$$\left(\frac{d_1}{d}\right)^3 = \sqrt{1 - \left(\frac{d_2}{d}\right)^3} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (7)$$

und hieraus findet sich entweder

$$d = \frac{d_1}{\sqrt[6]{1 - \left(\frac{d_2}{d}\right)^3}} \text{ annähernd } = d_1 \left[1 + \frac{1}{6}\left(\frac{d_2}{d_1}\right)^3\right] \quad . \; . \; . \quad (8)$$

oder

$$d = \frac{d_2}{\sqrt[3]{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^6}} \text{ annähernd } = d_2 \left[1 + \frac{1}{3}\left(\frac{d_1}{d_2}\right)^6\right] \quad . \; . \; . \quad (9)$$

von welchen Formeln (8) oder (9) dienen kann, d aus d_1 und d_2 zu berechnen, je nachdem d_1 oder d_2 den größeren Werth hat.

Beispiele. 1. Wenn ein oberschlächtiges Wasserrad von 8 m Höhe bei 5 Umdrehungen per Minute eine Leistung von 20 Pferdekräften verrichtet, und die Transmission seiner Kraft durch ein auf seiner gußeisernen Welle sitzendes Zahnrad erfolgt, so ist die erforderliche Stärke dieser Welle mit Rücksicht auf ihre Torsionsfestigkeit

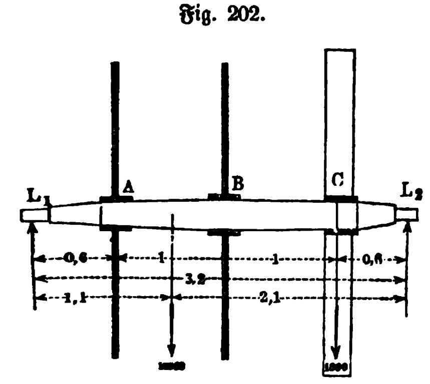
$$d = 115 \sqrt[3]{\frac{20}{5}} = 182 \text{ mm}.$$

Für eine hölzerne Welle würde die Stärke

$$d = 179 \sqrt[3]{\frac{20}{5}} = 284 \text{ mm}$$

genügen, man würde derselben aber eine Stärke von etwa 0,6 m geben.

Fig. 202.



2. Eine Wasserradwelle hat die Länge zwischen den Zapfen $L_1 L_2 = 3{,}2$ m, Fig. 202, und das Gewicht 1500 kg. Dieselbe trägt in A und B die Armsysteme eines 1 m breiten Wasserrades von 10 000 kg Gewicht, und in C ein Zahnrad von 1000 kg. Wenn nun die Abstände $AL_1 = CL_2 = 0{,}6$ m sind, wie groß sind die Zapfendrucke und Biegungsmomente?

Ohne Rücksicht auf den Druck Z am Umfange des Zahnrades hat man den Auflagerdruck in

$$L_1 \text{ zu } \frac{1500}{2} + 10\,000\,\frac{2,1}{3,2} + 1000\,\frac{0,6}{3,2} = 7500 \text{ kg}$$

und in

$$L_2 \text{ zu } \frac{1500}{2} + 10\,000\,\frac{1,1}{3,2} + 1000\,\frac{2,6}{3,2} = 5000 \text{ kg}.$$

Wenn das Rad bei 5 Umdrehungen pro Minute 24 Pferdekräfte überträgt, und das Zahnrad C einen Durchmesser von 3 m hat, so ergiebt sich der Druck Z am Umfange des Zahnrades zu

$$Z = \frac{24 \,.\, 60 \,.\, 75}{5 \,.\, \pi \,.\, 3} = 2290 \text{ kg}.$$

Nimmt man an, daß dieser Räderdruck ebenfalls vertical abwärts auf die Wasserradwelle gerichtet ist, was der Fall ist, wenn die Transmissionswelle mit der Wasserradwelle in gleicher Höhe liegt, so werden durch Z die Zapfendrucke noch gesteigert um

$$2290\,\frac{0,6}{3,2} = 430 \text{ kg in } L_1$$

und

$$2290\,\frac{2,6}{3,2} = 1860 \text{ kg in } L_2,$$

so daß man nun die Zapfendrucke hat

$$L_1 = 7500 + 430 = 7930 \text{ kg}$$

und

$$L_2 = 5000 + 1860 = 6860 \text{ kg}.$$

Man erhält hiermit das Biegungsmoment in A, B und C bezw. zu:

$$M_a = L_1\, 0,6 - \frac{1500}{3,2}\,\frac{0,6^2}{2} = 4674 \text{ mkg},$$

$$M_b = L_1\, 1,6 - 5000 \,.\, 1 - \frac{1500}{3,2}\,\frac{1,6^2}{2} = 7088 \text{ mkg},$$

$$M_c = L_2\, 0,6 - \frac{1500}{3,2}\,\frac{0,6^2}{2} = 4032 \text{ mkg}.$$

Man erhält daher nach (4) für die Stelle C, für welche das Torsionsmoment

$$M_d = Z \,.\, 1,5 = 2290 \,.\, 1,5 = 3435 \text{ mkg}$$

ist:

$$s\,\frac{T}{e} = \frac{3}{8}\,M_c + \frac{5}{8}\sqrt{M_c^2 + M_d^2} = \frac{3}{8}\,4032 + \frac{5}{8}\sqrt{4032^2 + 3435^2}$$

$$= 1512 + 3310 = 4822 \text{ mkg},$$

während für die Stelle B, für welche nur die Hälfte der Kraft, also ein Moment von 1718 mkg auf Torsion wirkt:

$$s\,\frac{T}{e} = \frac{3}{8}\,7088 + \frac{5}{8}\sqrt{7088^2 + 1718^2} = 2658 + 4558 = 7216 \text{ mkg ist.}$$

Mit $s = 6$ kg pro Quadratmillimeter für Schmiedeeisen und $\frac{T}{e} = \frac{\pi d^3}{32}$ erhält man die erforderliche Stärke an der Stelle C

$$d_c = \sqrt[3]{\frac{32 \,.\, 4822}{\pi \,.\, 6 \,.\, 1\,000\,000}} = 0,201 \text{ m}$$

und bei B

$$d_b = \sqrt[3]{\frac{32 \,.\, 7216}{\pi \,.\, 6 \,.\, 1\,000\,000}} = 0,231 \text{ m}.$$

Die Stärke der Welle bei A und rechts von C bestimmt sich mit Rücksicht auf Bruch durch

$$\frac{\pi d^3}{32} s = M_a = 4674 \text{ zu } d = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi . 6} \frac{4674}{1\,000\,000}} = 0{,}199 \text{ m bei } A$$

und

$$d = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi . 6} \frac{4032}{1\,000\,000}} = 0{,}190 \text{ m bei } C.$$

Endlich folgt die nöthige Stärke der nur auf Bruch beanspruchten Zapfen nach (1)

$$d = 1{,}0 \sqrt{L_1} = \sqrt{7930} = 89 \text{ mm in } L_1$$

und

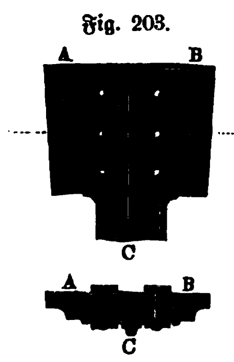
$$d = 1{,}0 \sqrt{6860} = 83 \text{ mm in } L_2,$$

so daß man für jeden derselben passend $d = 90$ mm und eine Länge $l = \frac{5}{4} d = 112$ mm annehmen kann.

Es wurde in der obigen Rechnung der für die Festigkeit der Welle ungünstigste Fall vorausgesetzt, daß der Zahndruck Z auf die Axe vertical abwärts wirkt, so daß die beiden Kräfte einfach addirt werden konnten, welche aus dem Eigengewichte und diesem Zahndrucke für jedes Lager sich ergeben. Es ist klar, daß man dagegen diese beiden Componenten nach dem Parallelogramm der Kräfte zu den resultirenden Lagerdrucken L_1 und L_2 zusammen zu setzen hat, wenn Z nicht in verticaler Richtung wirksam ist.

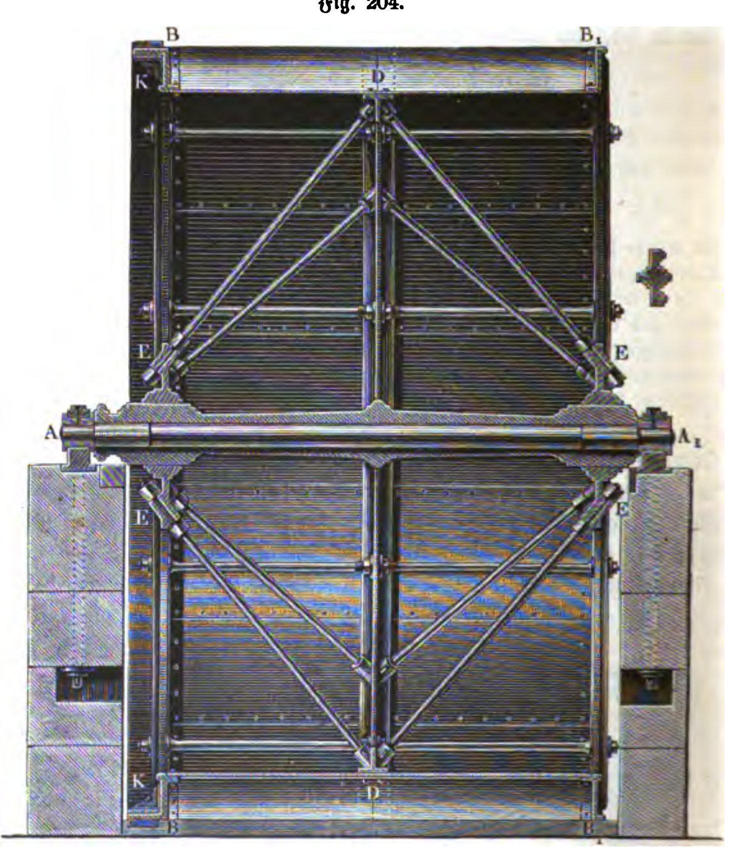
Construction der Wasserräder. Im Folgenden möge noch etwas speciller von der Zusammensetzung und Auflagerung der oberschlächtigen Wasserräder gehandelt werden. Der Zusammensetzung der hölzernen Radkränze aus einer doppelten Lage von Zirkelstücken (Felgen) ist schon oben (§. 56) gedacht worden. Schmiedeeiserne Radkränze werden auf gleiche Weise zusammengesetzt, gußeiserne Radkränze läßt man dagegen nur in einer Lage von Zirkelstücken bestehen. Das Befestigungsmittel besteht bei den hölzernen Radkränzen in Holz- oder Eisennägeln, bei den schmiedeeisernen in Nieten und bei den gußeisernen in Schrauben. Die gewöhnlichen ganz oder nahezu radial stehenden Hauptradarme werden in der Regel auf die Außenflächen der Radkränze aufgeschraubt. Besteht der Radkranz aus Gußeisen, so können die Schrauben, wodurch die Radfelgen A, B, Fig. 203, mit einander verbunden werden, auch zugleich zur Befestigung des Armes C dienen. Auf gleiche Weise werden auch die Arme auf der Rosette befestigt. Damit diese Schrauben nur einem Widerstand nach ihren Axenrichtungen zu widerstehen haben, dürfen die Armenden nicht frei aufliegen, sondern sind in Vertiefungen oder zwischen Seitenbacken einzulagern. Zur §. 70.

Fig. 203.



Verhinderung der Seitenschwankungen versieht man auch wohl die Räder mit Diagonalarmen, welche von der Rosette des einen Radkranzes nach dem Umfange des anderen Radkranzes reichen. Auch wendet man solche Diagonalarme an, wenn das Rad eine größere Weite hat, wo sie dann, wie der Durchschnitt des Rades in Fig. 204 zeigt, einen mittleren Radkranz *DD*

Fig. 204.

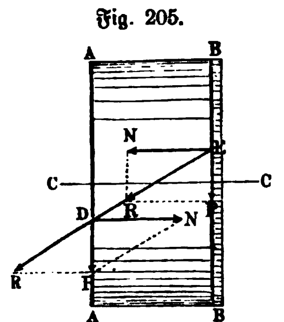


tragen. Diese Arme sind in der Regel mit einem Ende durch einen Splint und mit dem anderen Ende durch Schrauben in Hülsen oder Büchsen befestigt, welche theils mit der Rosette *EE*, theils mit dem Radkranze *DD* ein Ganzes bilden.

Wenn die Transmission durch ein mit dem Radkranze verbundenes Zahnrad erfolgt, so wendet man auch nicht selten, wie schon oben bemerkt worden, statt der starken steifen Arme aus Holz oder Gußeisen schwache gespannte Arme aus Schmiedeeisen an. Dieselben werden gleich bei ihrem

Einsetzen durch Schrauben oder Keile so stark gespannt, daß sie das Rad nur durch ihre Zugfestigkeit tragen. Um einem Rade mit gespannten Armen die nöthige Steifigkeit zu geben, ist es nicht allein mit gespannten Diagonalarmen, sondern auch noch mit besonderen Umfangsstangen auszurüsten. Die letzteren Stangen sind nicht mit den der Radaxe parallelen Zugstangen (Hängenägeln) zu verwechseln, wodurch die Radkränze oder Radarme mit einander verbunden werden; sie sind am inneren Radumfange befestigte, schräg gegen die Radkränze stehende Stangen, welche den Zweck haben, die Kraft des einen Radkranzes AA, Fig. 205, auf den anderen, das Transmissionsrad tragenden Radkranz BB fortzupflanzen. Es sei P ein Theil der Kraft des Rades AA, und DE die Umfangsstange, welche denselben auf den Kranz BB überzutragen hat. Diese Kraft P zerlegt sich in eine Seitenkraft N parallel zur Radaxe CC und in eine Seitenkraft R in der Richtung der Stange DE. Die letztere pflanzt sich durch DE hindurch bis zum Ende E im zweiten Kranze BB fort und zerlegt sich hier wieder in die Seitenkräfte

Fig. 205.

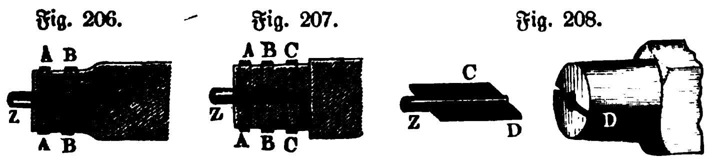


$$EN = -N \text{ und } EP = P.$$

Den Kräften N, $-N$ widersteht das ganze Schaufelsystem durch seine Druckfestigkeit, und die Kraft $EP = P$ vereinigt sich mit der Kraft des Kranzes BB, welcher beide zusammen an das Transmissionsrad abgiebt. Man wird, wie in der Figur auch angenommen worden, die Richtung der Umfangsstangen DE so wählen, daß dieselben durch Zugkräfte und nicht auf Druck angegriffen werden.

Zu den Holzwellen nimmt man am liebsten Eichenholz, jedoch verwendet man hierzu auch oft Tannen- und Fichtenholz. Für Stern- und Rosettenräder bearbeitet man dieselben polygonal, für Sattelräder aber quadratisch. Die Zapfen der hölzernen Wellen sind entweder schmiedeeiserne

Fig. 206. Fig. 207. Fig. 208.



Spitzzapfen, wie Fig. 206, oder schmiedeeiserne Hakenzapfen, wie Fig. 207, oder gußeiserne Blattzapfen. Die letzteren bestehen entweder nur aus einem Blatte, dem sogenannten Bleuel, wie CD, Fig. 208, oder aus mehreren Blättern. Damit der Wellenhals gegen das Aufspringen gesichert werde, arbeitet man ihn etwas conisch ab und treibt über denselben

eiserne Ringe AA, BB ... (Fig. 207) von 6 bis 15 mm Dicke und 40 bis 80 mm Breite. Statt der drei Ringe wendet man auch wohl einen einzigen Ring AA an, welcher den ganzen Wellenhals umfaßt und mit den vier Flügeln des Zapfens ein Ganzes bildet, wie Fig. 209 zeigt.

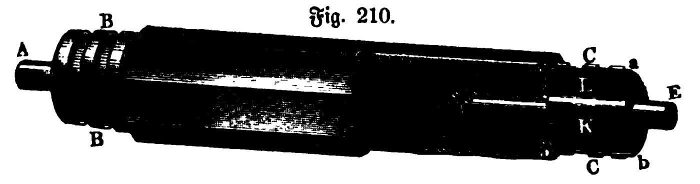
Fig. 209.

A
Z
A

In Fig. 210 ist eine achtseitige Holzwelle abgebildet. Dieselbe zeigt links das Zapfenende A und den Hals BB mit den drei Eisenringen, und rechts die hintere Hälfte des Wellenhalses CC und den Zapfen EF mit vier Flügeln K, L ... und dem Schwanze FG. Auch bemerkt man in aa und bb die Keile, welche zwischen den Ringen und den Flügeln von der Stirnfläche aus in den Wellenhals eingetrieben werden.

Die gußeisernen Wellen sind entweder massiv oder hohl. Bei den massiven Wellen bilden die übrigens genau abzudrehenden Zapfen mit der

Fig. 210.



Welle ein Ganzes, bei den hohlen Wellen werden dieselben dagegen an den Wellenkörper an- oder eingesetzt (s. Thl. III, 1). Die Wellenköpfe, oder die Stellen, worauf die Hülsen der Rosetten und Zahnräder zu sitzen kommen,

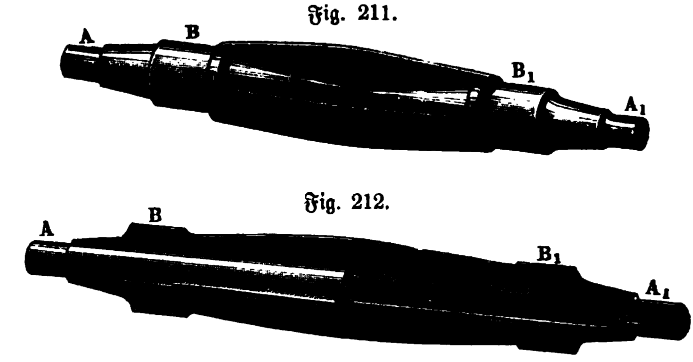


Fig. 211.

Fig. 212.

sind entweder einfach cylindrisch oder gerippt und müssen an ihrem Umfange genau abgedreht werden. Bei Wellen mit cylindrischen Köpfen erfolgt die Befestigung durch einen oder zwei Keile, welche zur Hälfte in dem Kopfe und zur Hälfte in der Hülse sitzen; bei den Wellen mit gerippten Köpfen wird jede Rippe einzeln in der Hülse verkeilt.

Eine gerippte massive Wasserradwelle mit cylindrischen Köpfen führt Fig. 211 vor Augen, und eine hohle Wasserradwelle mit gerippten Köpfen zeigt Fig. 212. In beiden Figuren sind A und A_1 die Zapfen, sowie B und B_1 die Tragköpfe. Eine einfache hohle gußeiserne Welle mit eingesetzten Zapfen A, A_1 ist in Fig. 204 abgebildet.

Die Wellenzapfen ruhen in Lagern, welche, um das Rad bei seiner Umdrehung in sicherer Lage zu erhalten, auf starken Fundamenten oder Gestellen befestigt sein müssen. Jedes Zapfenlager besteht aus einer Pfanne und aus dem Unterlager oder dem sogenannten Angewelle (Angewäge). Das Lager besteht in der Regel aus Gußeisen, seltener aus Stein, Holz, Glas, Rothguß (8 Theile Kupfer und 1 Theil Zinn); es ist entweder mit oder ohne Deckel, sowie mit oder ohne Metallfutter.

Ein Zapfenlager mit hölzernem Angewäge ist aus Fig. 169, und ein solches mit eiserner Fußplatte und Deckel aus Fig. 170 ersichtlich. Ein einfaches offenes Zapfenlager zeigt Fig. 213, ein solches mit Metallfutter F zum Auswechseln Fig. 214, und ein geschlossenes Zapfenlager mit Metall-

Fig. 213. Fig. 214.

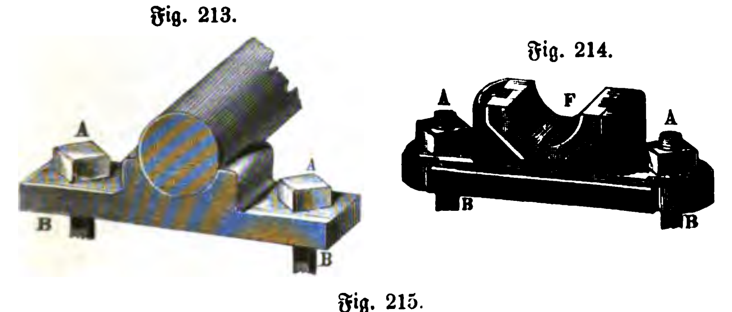


Fig. 215.



futter zeigt Fig. 215. Diese Lager werden durch die Schraubenbolzen AA mit ihrer Fußplatte BB entweder unmittelbar auf das Fundament oder auf eine mit dem Fundamente fest verbundene Sohlplatte DD aufgeschraubt. Im Deckel des Zapfenlagers in Fig. 215 ist noch ein Schmierloch L angebracht, auf welches eine Schmierbüchse aufgesetzt werden kann. Zur

besseren Vertheilung der durch das Schmierloch zufließenden Schmiere werden Kreuzgerinne in die Innenflächen der Lagerfutter eingeschnitten. Im Uebrigen ist auf das in Thl. III, 1, über Axen und Lager Gesagte zu verweisen.

§. 71. **Zapfenreibung der Wasserräder.** Einen nicht ganz unansehnlichen Theil der mechanischen Leistung verliert ein oberschlächtiges Wasserrad in der durch die Zapfenreibung consumirten Arbeit. Dieselbe hängt vorzüglich vom Gewichte G des Rades ab, und ist $F = \varphi G$, wenn φ den Reibungscoefficienten bezeichnet. Ist r der Halbmesser des Zapfens und n die Umdrehungszahl des Rades pr. Minute, so läßt sich die Umfangsgeschwindigkeit des Zapfens

$$v = \frac{\pi n r}{30} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (1)$$

und daher die Arbeit der Zapfenreibung

$$L_1 = F v = \varphi G v = \frac{\pi n r}{30} \varphi G = 0{,}1047\, \varphi n G r \quad . \quad . \quad (2)$$

setzen. Hierbei ist für genau abgedrehte Zapfen nach Thl. I $\varphi = 0{,}075$ anzunehmen, wenn dieselben mit Oel, Talg oder Fett geschmiert sind; bei der besten Abwartung geht jedoch dieser Coefficient auf $\varphi = 0{,}054$ herab, wogegen er bei schlechteren Schmiermitteln, z. B. bei der Graphitschmiere, auf $\varphi = 0{,}110$ steigen kann.

Die Größe und folglich auch das Gewicht eines Wasserrades hängt jedenfalls auch von der Leistung desselben ab, und man kann annehmen, wenn es nur auf eine Annäherung ankommt, daß das Gewicht proportional der Leistung des Rades wachse. Außerdem hängt dieses Gewicht auch noch von dem Grade der Zellenfüllung und der Umdrehungszahl des Rades ab, denn wenn sich die Zellen doppelt so stark füllen, so wird dadurch das Gewicht des Rades nur wenig größer, die Leistung desselben aber ziemlich verdoppelt, und wenn auf dasselbe Rad doppelt so viel Wasser geschlagen wird, so macht es bei derselben Last beinahe doppelt so viel Umdrehungen und verrichtet also auch nahe die doppelte Arbeit. Nehmen wir hiernach an, daß das Radgewicht mit der Leistung N in Pferdekräften direct, dagegen mit dem Füllungscoefficienten ε und der Umdrehungszahl n umgekehrt proportional sei, und führen wir noch einen Erfahrungscoefficienten ι ein, so können wir

$$G = \iota \frac{N}{\varepsilon n} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (3)$$

setzen.

Nach Redtenbacher ist für ein kleines eisernes Rad mit $^1/_3$ Füllung, 9,3 Umdrehungszahl und 3175 Kilogrammen Gewicht, die Leistung $N = 6{,}3$ Pferdekraft, es folgt daher hiernach

$$\iota = \frac{\varepsilon n G}{N} = \frac{1}{3} \frac{9{,}3 \,.\, 3175}{6{,}3} = 1560;$$

dagegen ist für ein Freiberger hölzernes Kunstrad mit eisernen Schaufeln $\varepsilon = {}^1/_4$, $n = 5$, $G = 20000$ und $N = 20$, daher

$$\iota = {}^1/_4\, 5\, \frac{20000}{20} = 1250.$$

Nehmen wir nun aus beiden Werthen für ι das Mittel, so erhalten wir für das Radgewicht die Formel:

$$G = 1400 \frac{N}{\varepsilon n} \text{ kg} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

Von dem Gewichte G eines Rades hängt die Zapfenstärke, und hiervon wieder die Arbeit der Reibung ab; deshalb hat also dieses Gewicht einen zweifachen Einfluß auf die Zapfenreibung. Wir haben die mittlere Zapfenstärke (§. 69) für schmiedeeiserne Zapfen zu $d = 2r = 1{,}0 \sqrt{P}$ mm gefunden, nimmt man daher den Zapfendruck P gleich dem halben Radgewichte an, so ist

$$r = 0{,}0005 \sqrt{\frac{1}{2} G} = 0{,}000354 \sqrt{G} \text{ m},$$

daher die mechanische Arbeit der Zapfenreibung prp Minute:

$$L_1 = 0{,}1047\, \varphi n \,.\, 0{,}000354 \sqrt{G^3} = 0{,}000037\, \varphi n \sqrt{G^3} \text{ mkg}$$

oder mit (4):

$$L_1 = 0{,}000037\, \varphi n \sqrt{1400^3 \frac{N^3}{\varepsilon^3 n^3}} = 1{,}94\, \varphi \sqrt{\frac{N^3}{n \varepsilon^3}} \text{ mkg}$$

$$= 0{,}0258\, \varphi \sqrt{\frac{N^3}{n \varepsilon^3}} \text{ Pferdekräfte} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

und ihr Verhältniß zur ganzen Radleistung

$$\frac{L_1}{L} = 0{,}0258\, \varphi \sqrt{\frac{N}{n \varepsilon^3}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

folgt.

Beispiele. 1. Welche Arbeit consumirt die Zapfenreibung eines 15 000 kg schweren Wasserrades mit 0,15 m dicken Zapfen, wenn dasselbe pro Minute 6 Umdrehungen macht? Nimmt man den Reibungscoefficienten $\varphi = 0{,}08$ an, so hat man die Zapfenreibung $\varphi G = 0{,}08 \,.\, 15\,000 = 1200$ kg, ferner das statische Moment derselben $\varphi G r = 1200 \,.\, 0{,}075 = 90$ mkg und daher die Arbeit der Zapfenreibung pro Secunde:

$$L_1 = 0{,}1047 \,.\, 6 \,.\, 90 = 56{,}5 \text{ mkg} = {}^3/_4 \text{ Pferdekraft.}$$

2. Welchen Arbeitsverlust giebt die Zapfenreibung eines Wasserrades von 30 Pferdekräfte Leistung bei der relativen Zellenfüllung $\varepsilon = {}^1/_3$ und der Umdrehungszahl $n = 4$? Es ist derselbe:

$$L_1 = 0{,}0258 \,.\, 0{,}08 \sqrt{\frac{30 \,.\, 27}{4}}\, N = 0{,}029\, N = 0{,}87 \text{ Pferdekraft},$$

also etwa 3 Procent der Nutzleistung.

Anmerkung. Die Zapfenreibung eines Rades kann noch durch die Art und Weise des Anschließens der übrigen Maschinerie vergrößert oder herabgezogen werden. Läßt man, wie Fig. 216 vor Augen führt, Kraft P und Last Q auf einerlei Seite wirken, so wird der Zapfendruck R durch die Last Q vermindert; es fällt also dann die Zapfenreibung kleiner aus; läßt man aber Kraft und Last auf entgegengesetzten Seiten des Rades wirken, wie Fig. 217 vorstellt, so wird der Zapfendruck R durch die Last Q vergrößert, und es wird also hier die Zapfenreibung um eben so viel größer als im vorigen Falle kleiner. Macht man im ersten Falle noch den Hebelarm CB der Last gleich dem Hebelarm CA der Kraft, indem man z. B. die Transmission durch ein mit einem der Radkränze unmittelbar verbundenes Zahnrad bewirkt, wie z. B. Fig. 170 vorstellt, so wird die Wirkung der Kraft auf die Zapfen durch die Last fast ganz aufgehoben. Welche Vorzüge diese Construction übrigens hat, ist schon oben angegeben worden.

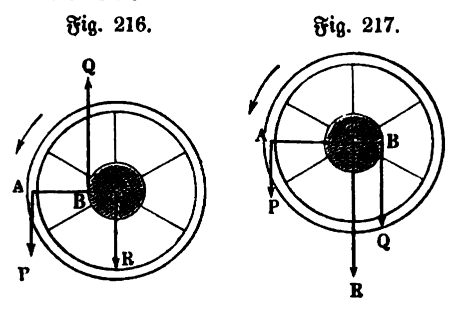


Fig. 216. Fig. 217.

§. 72. **Totalleistung.** Die Totalleistung eines oberschlächtigen Wasserrades läßt sich nun

$$L = \left(\frac{c_1 \cos \alpha_1 - v_1}{g}\, v_1 + h_3 + \xi h_4\right) Q\gamma - \varphi\, \frac{r}{a}\, G v \quad . \quad . \quad (1)$$

setzen, oder, wenn man das Wasser nahe tangential und mit der Geschwindigkeit $c_1 = 2\, v_1$ eintreten läßt und annähernd $v_1 = v$ annimmt, so daß

$$\frac{c_1 \cos \alpha_1 - v_1}{g}\, v_1 = \frac{v^2}{g}$$

ausfällt,

$$L = \left(\frac{v^2}{g} + h_3 + \xi h_4\right) Q\gamma - \varphi\, \frac{r}{a}\, G v \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

Setzen wir, dem vorigen Paragraphen zufolge, das Radgewicht

$$G = 1400\, \frac{N}{\varepsilon n} \text{ kg}$$

und hiernach die Arbeit der Zapfenreibung:

$$L_1 = 1{,}94\,\varphi \sqrt{\frac{N^3}{n\,\varepsilon^3}}\ \text{mkg},$$

so erhalten wir für die Totalleistung des Wasserrades:

$$L = \left(\frac{v^2}{g} + h_3 + \xi h_4\right) Q\gamma - 1{,}94\,\varphi \sqrt{\frac{N^3}{n\,\varepsilon^3}}\ \text{mkg}\ .\ . \quad (3)$$

Da zur Erzeugung der Geschwindigkeit $c = 2v$ das Gefälle

$$4\,.\,1{,}1 \cdot \frac{v^2}{2g} = \frac{4{,}4}{2g}\left(\frac{\pi n a}{30}\right)^2 = 0{,}00245\,n^2 a^2\ \text{m}\ .\ .\ . \quad (4)$$

nöthig ist, so bleibt vom Totalgefälle h das Druckgefälle $h - \frac{4{,}4}{2g}\left(\frac{\pi n a}{30}\right)^2$ übrig, und setzen wir nun noch der Einfachheit wegen,

$$h_3 + \xi h_4 = \chi\left[h - \frac{4{,}4}{2g}\left(\frac{\pi n a}{30}\right)^2\right] .\ .\ .\ .\ . \quad (5)$$

wo χ ein ächter Bruch (etwa $^2/_3$ oder $^3/_4$ u. s. w.) ist, so erhalten wir die Leistung des Wasserrades aus (3) zu:

$$L = \left\{\frac{1}{g}\left(\frac{\pi n a}{30}\right)^2 + \chi\left[h - \frac{4{,}4}{2g}\left(\frac{\pi n a}{30}\right)^2\right]\right\} Q\gamma - 1{,}94\,\varphi \sqrt{\frac{N^3}{\varepsilon^3 n}} \quad (6)$$

oder annähernd, wenn man $4{,}4\,\chi\,\frac{v^2}{2g} - \frac{v^2}{g} = \chi\,\frac{v^2}{g} = \chi\,\frac{1}{g}\left(\frac{\pi n a}{30}\right)^2$ setzt:

$$L = \chi\left[h - \frac{1}{g}\left(\frac{\pi n a}{30}\right)^2\right] Q\gamma - 1{,}94\,\varphi \sqrt{\frac{N^3}{\varepsilon^3 n}}\ .\ .\ . \quad (7)$$

Nun können wir aber in dem Ausdrucke für die Arbeit der Reibung für N annähernd den Werth

$$N = \chi h Q\gamma\ \text{mkg} = \frac{\chi h Q\gamma}{75}\ \text{Pferdekräfte}$$

setzen, daher geht (7) über in

$$L = \left[h - \frac{1}{g}\left(\frac{\pi n a}{30}\right)^2 - 1{,}94\ \varphi \sqrt{\frac{\chi h^3 Q\gamma}{(75\,\varepsilon)^3 n}}\right] \chi Q\gamma\ \text{mkg},$$

oder mit $g = 9{,}81$ und $\gamma = 1000$ kg:

$$L = \left[h - 0{,}00111\,(na)^2 - 0{,}0944\,\varphi \sqrt{\left(\frac{h}{\varepsilon}\right)^3 \frac{\chi Q}{n}}\right] \chi Q\gamma\ \text{mkg} \quad (8)$$

Aus der Art und Weise, wie n in diesem Ausdrucke vorkommt, folgt, daß die Leistung L weder für $n = 0$, noch für $n = \infty$, sondern für einen zwischen 0 und ∞ liegenden Werth von n ein Maximum wird. Durch Differentiiren erhält man diesen Werth aus

$$0 = \frac{\partial L}{\partial n} = -\,2\,.\,0{,}00111\; a^2 n + \frac{1}{2}\, 0{,}0944\, \varphi \sqrt{\left(\frac{h}{\varepsilon}\right)^3 \chi\, Q\, \frac{1}{n^3}}$$

zu

$$n = \sqrt[5]{\frac{1}{4}\,\frac{0{,}0944^2\, \varphi^2 \chi\, Q}{4\,.\,0{,}00111^2\, a^4}\,\frac{h^3}{\varepsilon^3}} = 3{,}396 \sqrt[5]{\varphi^2\, \frac{\chi\, Q}{a^4}\, \frac{h^3}{\varepsilon^3}} \quad . \; . \; . \; (9)$$

oder, wenn man annähernd $a = \frac{1}{2}\, h$ setzt:

$$n = 5{,}912 \sqrt[5]{\varphi^2\, \frac{\chi\, Q}{\varepsilon^3\, h}} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; (9^a)$$

In der Praxis pflegt man n meist größer zu nehmen, um eine gleichförmigere Umdrehung des Rades zu erlangen und die Dimensionen, Breite und Tiefe des Rades, nicht unbequem groß machen zu müssen.

Setzen wir diesen Werth für n aus (9) in den Ausdruck (8) für L ein, so erhalten wir die Formel für die Maximalleistung des Wasserrades:

$$L = \left[h - 0{,}0128 \sqrt[5]{(\chi\, Q\, a)^2\, \varphi^4\, \frac{h^6}{\varepsilon^6}} - 0{,}0512 \sqrt[5]{(\chi\, Q\, a)^2\, \varphi^4\, \frac{h^6}{\varepsilon^6}}\right] \chi\, Q\, \gamma$$

$$= \left[h - 0{,}064 \sqrt[5]{(\chi\, Q\, a)^2\, \varphi^4 \left(\frac{h}{\varepsilon}\right)^6}\right] \chi\, Q\, \gamma \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; (10)$$

Der Wirkungsgrad eines oberschlächtigen Wasserrades läßt sich, da die disponible Leistung $= Q\, h\, \gamma$ ist, allgemein setzen:

$$\eta = \frac{\left(h_3 + \xi h_4 + \dfrac{c \cos \alpha_1 - v_1}{g}\, v_1\right) Q\, \gamma - \varphi\, \dfrac{r}{a}\, G\, v}{Q\, h\, \gamma} \quad . \; . \; (11)$$

nach dem Vorstehenden ist der Maximalwerth desselben:

$$\eta = \frac{L}{Q h \gamma} = \chi \left(1 - \frac{0{,}064 \sqrt[5]{(\chi\, Q\, a)^2\, \varphi^4 \left(\frac{h}{\varepsilon}\right)^6}}{h}\right).$$

Beispiele. 1. Für ein oberschlächtiges Wasserrad, welches ein Gefälle h von 10 m und ein Aufschlagequantum $Q = 0{,}15$ cbm benutzt, bei welchem ferner der Füllungscoefficient $\varepsilon = 1/4$, der Reibungscoefficient $\varphi = 0{,}1$ und der Gefällcoefficient $\chi = 5/6$ ist, hat man die vortheilhafteste Umdrehungszahl:

$$n = 5{,}912 \sqrt[5]{0{,}01\, \frac{5}{6}\, \frac{0{,}15}{10} \cdot 64} = 2{,}25.$$

2. Für $h = 3$ m, $Q = 0{,}5$ cbm, $\varepsilon = 1/3$ und $\chi = 4/5$ stellt sich dagegen die gesuchte zweckmäßigste Umdrehungszahl

$$n = 5{,}912 \sqrt[5]{0{,}01\, \frac{4}{5}\, \frac{0{,}5}{3}\, 27} = 3{,}04$$

heraus.

Effective Radleistung. Ueber die Wirkungen oberschlächtiger Wasserräder sind zwar von Vielen, namentlich von Smeaton, Nordwall, Morin u. s. w. Beobachtungen oder Versuche angestellt worden, es bleibt indessen noch sehr zu wünschen, daß deren noch mehr angestellt werden, und zwar namentlich an recht gut construirten und an sehr hohen Rädern, weil man die Leistungen letzterer erfahrungsmäßig noch gar nicht genau kennt, und weil, wie sich der Verfasser hinreichend überzeugt hat, die Wirkungen derselben meist zu klein angenommen werden. Smeaton machte Versuche an einem Modellrade von 75 engl. Zoll Umfang mit 36 Zellen, und fand bei einer Umdrehungszahl $n = 20$ den größten Wirkungsgrad 0,74. D'Aubuisson führt in seiner Hydraulik an, daß er an einem $11^1/_3$ m hohen Wasserrade bei $2^1/_2$ m Umfangsgeschwindigkeit den Wirkungsgrad 0,76 gefunden habe. Der Verfasser fand ihn bei einem hiesigen Pochwerksrade von 7 m Höhe, $^6/_7$ m Weite und mit 48 Zellen bei 12 Umgängen pr. Minute = 0,78. Bei Kunst- und anderen Rädern von 10 bis 11 m Höhe fand derselbe, wenn sie nur 5 Umdrehungen pr. Minute machten, den Wirkungsgrad 0,80 und oft noch höher. Es kann aber auch leicht nachgewiesen werden, daß sich der Wirkungsgrad eines sehr hohen oberschlächtigen Wasserrades, namentlich wenn dasselbe nur 3 bis 4 Umdrehungen macht, bis auf 0,83 steigern läßt, indem etwa durch das Eintrittsgefälle 3, durch das zu zeitige Ausleeren 9 und durch die Zapfenreibung 5 Procent an Wirkung verloren gehen. Kleine Räder geben immer einen kleineren Wirkungsgrad, nicht allein weil sie mehr Umläufe machen, sondern auch weil sich bei ihnen der wasserhaltende Bogen kleiner herausstellt. Die meisten und ausführlichsten Versuche über die Wirkungen der Wasserräder sind von Morin (s. Expériences sur les roues hydrauliques à aubes planes et sur les roues hydrauliques à augets. Metz, 1836) angestellt worden. Von diesen Versuchen können jedoch hier nur die an drei kleineren Rädern angestellten Berücksichtigung finden. Das erste dieser Räder war von Holz, hatte 3,425 m Durchmesser und 30 Zellen und gab bei $1^1/_2$ m Geschwindigkeit den Wirkungsgrad 0,65, dagegen den Gefällcoefficienten $\chi = 0,775$. Das zweite Rad hatte gar nur 2,28 m im Durchmesser; es war ebenfalls aus Holz, hatte aber 24 gekrümmte Blechschaufeln. Der Wirkungsgrad dieses Rades stellte sich bei ebenfalls 1,5 m Radgeschwindigkeit $\eta = 0,69$ und der Gefällcoefficient $\chi = 0,762$ heraus. Das dritte war ein hölzernes Hammerrad von 4 m Höhe mit 20 Schaufeln und mindestens 1 m Stoßgefälle über dem Radscheitel; es gab bei $1^1/_2$ m Umfangsgeschwindigkeit noch den Wirkungsgrad 0,55 bis 0,60, bei der Geschwindigkeit von $3^1/_2$ m, die es bei seiner Arbeitsverrichtung wirklich hatte, $\eta = 0,40$, und bei 4 m Umfangsgeschwindigkeit, η gar nur 0,25, weil hier die Centrifugalkraft das Wasser nicht vollständig in die Zellen treten ließ. Morin zieht aus seinen §. 73.

16*

Versuchen die Folgerung, daß bei Rädern unter 2 m Durchmesser, welche höchstens mit 2 m Geschwindigkeit umgehen, sowie bei Rädern über 2 m Durchmesser, die höchstens mit $2^1/_2$ m Geschwindigkeit umlaufen, der Coefficient χ des Druckgefälles im Mittel = 0,78, also die Leistung dieser oberschlächtigen Räder, ohne Rücksicht auf Axenreibung,

$$Pv = \left(\frac{c \cos \alpha - v}{g} v + 0{,}78\,h\right) Q\gamma$$

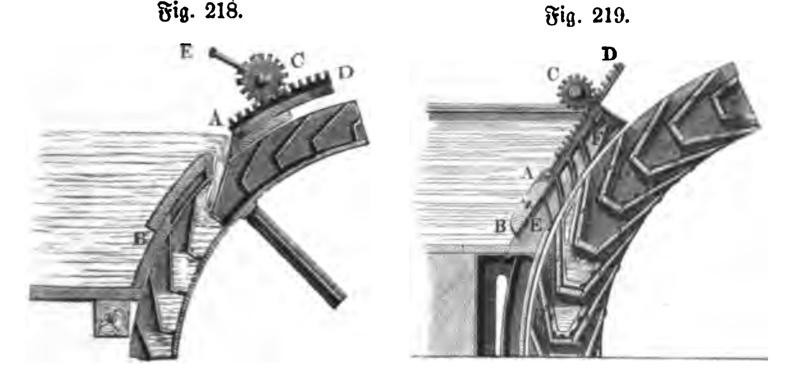
zu setzen sei, wenn h die Höhe der Eintrittsstelle über dem Radtiefsten, also $0{,}78\,h$ die mittlere Höhe des wasserhaltenden Bogens anzeigt. Dieser Coefficient $\chi = 0{,}78$ ist jedoch nur zu gebrauchen, wenn der Füllungscoefficient ε noch unter $^1/_2$ ist; er soll dagegen nach Morin in 0,65 umzuändern sein, wenn ε nahe $^2/_3$ ist. Sicherlich ist bei hohen Rädern χ größer, z. B. bei den hiesigen Kunsträdern mindestens = 0,9. Noch folgert Morin, daß für Räder, welche eine sehr große Umfangsgeschwindigkeit (über 2 m) haben, oder deren Füllungscoefficient über $^2/_3$ ist, sich ein bestimmter Coefficient χ für den wasserhaltenden Bogen nicht angeben läßt, weil hier kleine Veränderungen oder Abweichungen in v und ε schon bedeutende Einflüsse auf die Größe der Leistung haben. Es ist jedoch hierbei zu bemerken, daß es nicht die Geschwindigkeit, sondern die Umdrehungszahl n (s. §. 67) ist, welche diese Grenze bestimmt, denn hohe Räder geben bei 2 m Umfangsgeschwindigkeit noch eine hohe und ziemlich bestimmte Wirkung.

Anmerkung. Wenn hier und in der Folge der umfänglichen Versuche Nordwall's (s. dessen Maschinenlehre, Berlin 1804) nicht gedacht wird, so hat dies lediglich seinen Grund darin, daß dieselben nur an größtentheils unvollkommene Constructionen nachahmenden Modellen angestellt worden sind. Der Verfasser stimmt hierin ganz dem bei, was Langsdorf in seiner Maschinenlehre Theil I, Abtheilung 2, §. 518, hierüber ausspricht.

§. 74. **Rückenschlächtige Wasserräder.** Die sogenannten rückenschlächtigen Räder unterscheiden sich von den oberschlächtigen Rädern nur durch die Beaufschlagung; während bei den oberschlächtigen Rädern das Wasser nahe am Radscheitel eintritt, befindet sich bei den rückenschlächtigen Rädern die Eintrittsstelle zwischen dem Scheitel und dem Radmittel, jedoch dem ersteren näher als dem letzteren. Dort liegt das Aufschlaggerinne über, hier aber neben dem Rade; dort ist die Radhöhe kleiner, hier aber ist sie in der Regel größer, als das Totalgefälle; dort geht endlich das Rad in der Richtung um, in welcher es durch das Gerinne zugeführt wird, hier ist jedoch die Umdrehungsrichtung die umgekehrte. Man wendet rückenschlächtige Räder besonders an, wenn der Wasserstand im Ab- und Aufschlagsgraben sehr veränderlich ist, weil hier das Rad in der Richtung umgeht, in welcher das Wasser abfließt, also das Waten im Wasser von wenigem oder gar keinem

Nachtheile ist, und weil hier Schützvorrichtungen zur Anwendung kommen können, bei denen die Ausmündung stellbar ist, und daher auch immer um eine gewisse Höhe unter die Oberfläche des Aufschlagwassers gerückt werden, so daß selbst bei verschiedenen Wasserständen die Ausfluß- oder Eintrittsgeschwindigkeit immer dieselbe bleiben kann. Schützen für rückenschlächtige Räder sind in Fig. 218 und Fig. 219 abgebildet; man nennt sie gewöhnlich Coulissenschützen. Bei der Schütze in Fig. 218 ist das Schutzbrett *AB* concentrisch mit dem Radumfange gekrümmt, damit die Mündung *A*

Fig. 218. Fig. 219.

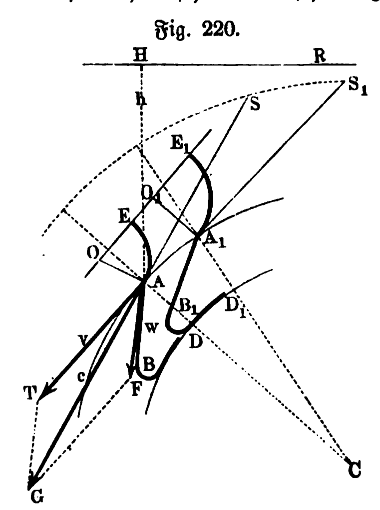


bei allen Stellungen des Schutzbrettes das Wasser gehörig in die Radzellen leitet. Die Bewegung dieses Schutzbrettes erfolgt durch eine Zahnstange *AD* und ein Getriebe *C* mit Hülfe einer Kurbel *CE*. Bei der Schütze in Fig. 219 fließt das Wasser über dem Kopfe *A* des Schutzbrettes ab, das auf ähnliche Weise wie das vorige gestellt wird; damit aber das Wasser in bestimmter Richtung zum Rade gelangt, wird ein festes Leitschaufelsystem *EF* zwischen das Rad und das Schutzbrett gebracht, über welchem dann das letztere hingleitet. Die Leitschaufeln müssen eine bestimmte Stellung erhalten, damit sich das Wasser nicht beim Eintritt an die äußeren Schaufelenden stoße. Ist *AF*, Fig. 220 (a. f. S.), die Richtung des äußeren Radschaufelendes, sowie $AT = v$ Größe und Richtung der Geschwindigkeit eben dieses Endes *A*, so ergiebt sich genau wie in §. 60 die erforderliche Richtung *AG* des eintretenden Wassers, wenn man *TG* parallel zu *AF* zieht und *AG* der durch den Wasserstand über *A* bestimmten Eintrittsgeschwindigkeit c gleich macht. Ist h die Tiefe *AH* des Punktes *A* unter dem Wasserspiegel *HR* im Aufschlaggerinne, so läßt sich mindestens $c = 0,82 \sqrt{2gh}$ setzen, wie beim Ausflusse durch kurze Ansatzröhren (siehe Thl. I), wenn jedoch die von den Leitschaufeln gebildeten Canäle nach innen abgerundet sind, so fällt der Ausflußcoefficient noch größer aus, so daß $c = 0,90 \sqrt{2gh}$ gesetzt werden kann. Wendet man gerade Leitschaufeln

an, so bringt man sie in die Richtung GAS, bedient man sich aber gekrümmter Schaufeln AE, was den Vortheil gewährt, daß hier das Wasser allmälig aus der Richtung im Gerinne in die Richtung AG übergeht, so läßt man dieselben mit AS in A tangiren, indem man z. B. AO winkelrecht auf AS setzt, und einen Kreisbogen AE aus O beschreibt.

Da verschieden tief liegenden Eintrittspunkten verschiedene Druckhöhen (h) und also auch verschiedene Geschwindigkeiten (c) zukommen, so hat man die Construction für jede Leitschaufel besonders zu machen. Gewöhnlich macht man die Eintrittsgeschwindigkeit $c = 3$ m und die Radgeschwindigkeit $^1/_2 c$ bis höchstens $^2/_3 c$. Man führt diese Construction für den mittleren Wasserstand im Aufschlaggerinne aus, damit die Abweichungen beim höchsten und tiefsten Wasserstande nicht zu groß ausfallen.

Fig. 220.



Die Luft kann bei diesen Schützen weniger leicht entweichen, als bei den Spannschützen; weshalb dann entweder die Schütze schmaler zu machen ist, als das Rad, oder dieses besonders zu ventiliren, d. h. mit Luftlöchern im Radboden (s. Fig. 219) zu versehen ist. Auch ist es nicht rathsam, die Radschaufeln zu scharf zu decken, sondern das Wasser lieber durch einen Mantel im Rade zurück zu halten, als durch die Schaufeln, weil bei großen Deckungswinkeln die Leitschaufeln einen zu großen Bogen vom Rade einnehmen oder zu enge Canäle bilden, und das nöthige Stoßgefälle zu groß ausfällt.

Was endlich noch den Wirkungsgrad der rückenschlächtigen Räder anlangt, so kommt dieser mindestens dem der oberschlächtigen Räder gleich; wegen der zweckmäßigen Wassereinführung ist er sogar oft größer, als bei einem oberschlächtigen Rade unter übrigens gleichen Verhältnissen. Morin fand bei einem Rade von 9,1 m Höhe mit 96 Zellen, wo der Eintritt des Wassers 50^0 vom Radscheitel abstand, bei $1^1/_2$ m Umfangs- und $2^1/_2$ m Eintrittsgeschwindigkeit $\eta = 0{,}69$, die Höhe χh des wasserhaltenden Bogens aber $= 0{,}78\,h$.

§. 75. **Ventilirte rückenschlächtige Wasserräder.** Sind die rückenschlächtigen Wasserräder ventilirt, kann also die Luft durch Canäle DE, D_1E_1, Fig. 221 (a. f. S.), aus den Zellen A, A_1 u. s. w. entweichen, so

kann man die Schaufeln näher an einander rücken, also auch eine größere Anzahl der Zellen anwenden, als bei unventilirten rückenschlächtigen Wasserrädern, wodurch man unter übrigens gleichen Umständen mehr Fassungsraum

Fig. 221.

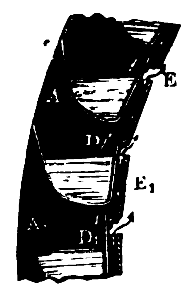
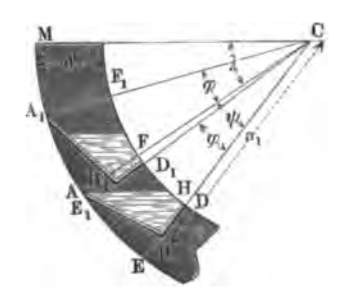


Fig. 222.



erhält als bei den oberschlächtigen Rädern, so daß sich der Füllungscoefficient $\varepsilon = {}^1/_3$ bis ${}^1/_2$ anwenden läßt.

Für die gewöhnliche Schaufelconstruction hat man annähernd den Querschnitt des Fassungsraumes einer Zelle $ABDF$, Fig. 222:

$$ABDH = \text{Viereck } AEDF \text{ minus Dreieck } ABE \text{ minus Dreieck } AFH$$
$$= \psi a_1 d - {}^1/_4 \psi a_1 d - {}^1/_2 d^2 \tang \lambda,$$

wobei ψ den Schaufelwinkel ACB und λ den Ausgußwinkel $CAH = ACM$ bezeichnen und $BE = {}^1/_2 DE = \frac{d}{2}$ vorausgesetzt wird. Dagegen ist der ganze Querschnitt einer Zelle:

$$EDD_1E_1 = \varphi a_1 d,$$

wenn φ den Theilwinkel $ACA_1 = ECE_1$ bezeichnet. Hiernach folgt der Füllungscoefficient:

$$\varepsilon = \frac{\text{Fläche } ABDH}{\text{Fläche } EDD_1E_1} = \frac{{}^3/_4 \psi a_1 - {}^1/_2 d \tang \lambda}{\varphi a_1},$$

und daher:

$$\tang \lambda = ({}^3/_4 \psi - \varepsilon \varphi) \frac{2 a_1}{d} \quad \ldots \ldots \quad (1)$$

Die größte Raumbenutzung würde dann stattfinden, wenn der eben zum Ausguß gelangende Wasserspiegel AH die folgende Schaufel in B_1 berührte; dies vorausgesetzt, so hätte man, da $BD = BE$, also auch:

$$B_1D_1 = B_1E_1 \text{ und } B_1H = B_1A,$$

sowie

$$D_1H = D_1F$$

wäre,

$$\frac{1}{2} d \tang \lambda = (\psi - \varphi) a_1,$$

also auch

$$\tang \lambda = (\psi - \varphi) \frac{2 a_1}{d} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

Aus der Verbindung dieser beiden Ausdrücke für λ resultirt nun die einfache Formel:

$$\frac{3}{4} \psi - \varepsilon \varphi = \psi - \varphi, \text{ d. i. } \varphi = \frac{\psi}{4 (1 - \varepsilon)} \quad . \quad . \quad (3)$$

Nimmt man $\varepsilon = \frac{1}{2}$ an, so erhält man endlich

$$\varphi = \frac{\psi}{2},$$

und es bildet der Querschnitt des den Ausguß beginnenden Wasserkörpers ein Dreieck ABD, Fig. 223, dessen Seiten AB und BD von den beiden Schaufelbreiten gebildet werden.

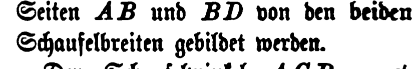


Fig. 223.

Der Schaufelwinkel $ACB = \psi$ bestimmt sich aus dem Eintrittswinkel $BAE = \beta$ mittelst der bekannten trigonometrischen Formel:

$$\sin ABC = \frac{CA \sin CAB}{CB},$$

d. i.

$$\cos (\beta - \psi) = \frac{a \cos \beta}{a - \frac{1}{2} d} \quad (4)$$

Hieraus ergiebt sich der Schaufelwinkel ACB:

$$\psi = \beta - (\beta - \psi) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

ferner nach der oben gefundenen Formel:

$$\varphi = \frac{\psi}{4 (1 - \varepsilon)} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

und endlich die Schaufelzahl:

$$z = \frac{2 \pi}{\varphi} = \frac{360^0}{\varphi^0} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

Beispiel. Für ein rückenschlächtiges Rad von 4,5 m Halbmesser, 0,3 m Kranzbreite und mit einem Eintrittswinkel $\beta = 20$ Grad, ist

$$\cos (\beta - \psi) = \frac{4{,}5 \,.\, \cos 20^0}{4{,}5 - 0{,}15} = 0{,}9721$$

hiernach ergiebt sich

$$\beta - \psi = 13^0\, 34',$$

und der Schaufelwinkel

$$\psi = 20^0 - 13^0\, 34' = 6^0\, 26';$$

endlich folgt für $\varepsilon = \frac{1}{2}$, der Theilwinkel

$$\varphi^0 = \frac{6^0\,26'}{2} = 3^0\,13'$$

und die Schaufelanzahl

$$z = \frac{360\,.\,60}{3\,.\,60 + 13} = \frac{21600}{193} = 112.$$

Für den Ausgußpunkt ist

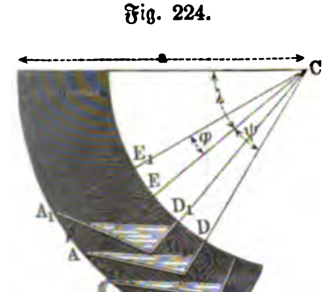
$$tang\,\lambda = (\psi - \varphi)\,\frac{2\,a_1}{d} = \frac{8,7}{0,3}\,arc\,3^0\,13' = 1,628$$

und hiernach

$$\lambda = 58^0\,26'.$$

Wenn der Füllungscoefficient ε noch unter $^1/_2$ ist, so füllt das den Ausguß beginnende Wasser einer Zelle noch nicht den Raum ABD, Fig. 224, über den beiden Schaufeln BA und BD aus, und es läßt sich dann die Formel für den wasserhaltenden Bogen auf folgende Weise finden. Es ist der Querschnitt des Wasserraumes einer Zelle

Fig. 224.



$$\triangle ABH = \triangle ANH - \triangle ANB,$$

d. i.

$$= {}^1/_2\,AN(NH - NB);$$

nun kann man aber

$$AN = CA\,sin\,ACB = a\,sin\,\psi,$$
$$NB = AN\,tang\,BAN = a\,sin\,\psi\,tang\,(\beta - \psi)$$

und

$$NH = AN\,cotang\,AHN = a\,sin\,\psi\,cotang\,(\lambda + \psi)$$

setzen; daher folgt dann:

$$\triangle ABH = {}^1/_2\,a^2\,sin^2\,\psi\,[cotang\,(\lambda + \psi) - tang\,(\beta - \psi)]$$

und der Füllungscoefficient:

$$\varepsilon = \frac{\triangle ABH}{AEE_1A_1} = \frac{{}^1/_2\,a^2\,sin^2\,\psi\,[cotang\,(\lambda + \psi) - tang\,(\beta - \psi)]}{d\,a\,\varphi} \quad (8)$$

Umgekehrt ist demnach hier

$$cotang\,(\lambda + \psi) = tang\,(\beta - \psi) + \frac{2\,\varepsilon\,\varphi\,d}{a\,sin^2\,\psi}\,. \quad . \quad . \quad (9)$$

Soll auch hier die Oberfläche des abfließenden Wassers von der folgenden Schaufel berührt werden, so hat man annähernd

$$tang\,\lambda = (\psi - \varphi)\,\frac{2\,a}{d} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (10)$$

und es lassen sich daher mittelst beider Gleichungen φ und λ bestimmen. Es ist

$$cotang\,(\lambda + \psi) = \frac{cotang\,\lambda\; cotang\,\psi - 1}{cotang\,\lambda + cotang\,\psi}$$
$$= \frac{1 - tang\,\lambda\; tang\,\psi}{tang\,\psi + tang\,\lambda};$$

daher den letzten Werth aus (10) für $tang\,\lambda$ eingesetzt,

$$cotang\,(\lambda + \psi) = \frac{1 - (\psi - \varphi)\frac{2a}{d}\,tang\,\psi}{tang\,\psi + (\psi - \varphi)\frac{2a}{d}} = \frac{d - 2a(\psi - \varphi)\psi}{d\psi + 2a(\psi - \varphi)} \cdot \quad (11)$$

wenn man noch annähernd $tang\,\psi = \psi$ setzt. Hieraus folgt nach (9):

$$\frac{d - 2a(\psi - \varphi)\psi}{d\psi + 2a(\psi - \varphi)} = tang\,(\beta - \psi) + \frac{2\varepsilon\varphi d}{a\psi^2} \quad . \; . \; . \quad (12)$$

und daher der gesuchte Theilwinkel:

$$\varphi = \frac{a\psi^2}{2\varepsilon d}\left(\frac{d - 2a(\psi - \varphi)\psi}{d\psi + 2a(\psi - \varphi)} - tang\,(\beta - \psi)\right) \quad . \; . \quad (13)$$

woraus nun die Schaufelzahl

$$z = \frac{6{,}28}{\varphi} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (14)$$

zu finden ist.

Beispiel. Wenn wir im vorigen Beispiele den Füllungscoefficienten $\varepsilon = \frac{1}{4}$ annehmen, so haben wir den Theilwinkel nach (13); da

$$\psi = \left(6 + \frac{26}{60}\right)\frac{3{,}14}{180} = 0{,}1123$$

ist:

$$\varphi = \frac{4{,}5 \,.\, 0{,}1123^2}{2 \,.\, \frac{1}{4} \,.\, 0{,}3}\left[\frac{0{,}3 - 9\,(0{,}1123 - \varphi)\,0{,}1123}{0{,}3 \,.\, 0{,}1123 + 9\,(0{,}1123 - \varphi)} - 0{,}2413\right]$$
$$= 0{,}3783\left(\frac{0{,}1865 + 1{,}0107\,\varphi}{1{,}0444 - 9\,\varphi} - 0{,}2413\right).$$

Dieser Gleichung genügt der Werth $\varphi = 0{,}044$, welchem ein Winkel $\varphi^0 = 2^0\,31'$ entspricht. Die zugehörige Schaufelzahl bestimmt sich hiernach zu

$$z = \frac{6{,}28}{0{,}044} = 143,$$

wofür etwa 144 anzunehmen sein dürfte.

§. 76. Mittelschlächtige Wasserräder. Die mittelschlächtigen Wasserräder sind entweder gemein mittelschlächtige, oder Kropf-

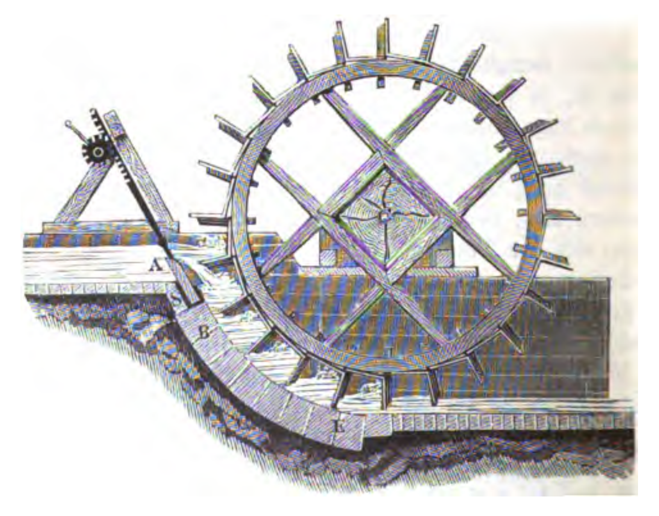
räder. Die ersteren sind Zellenräder wie die ober- und rückenschlächtigen Räder; die letzteren aber sind mit einem Mantel oder Kropfe umgebene Schaufelräder (s. §. 54). Da durch das zu zeitige Austreten des Wassers aus den Zellen der größte Gefäll- oder Arbeitsverlust in der unteren Radhälfte statt hat, so ist leicht zu ermessen, daß bei gleichen Verhältnissen und unter gleichen Umständen die mittelschlächtigen Räder weniger Wirkungsgrad haben, als die ober- und rückenschlächtigen Räder. Aus diesem Grunde hat man denn auch bei den ersteren Rädern das Gefälle noch mehr zusammenzuhalten und dafür Sorge zu tragen, daß das Wasser möglichst lange im Rade zurückgehalten werde; man deckt daher solche Räder gern sehr stark, oder führt wohl das Wasser von innen in das Rad, wie z. B. Fig. 225 vorstellt, oder, was das Beste ist, man umgiebt das Rad mit einem Mantel oder Kropfe, und läßt die Schaufeln nur aus einem Stücke bestehen. Der Kropf soll vom Radumfange nicht mehr als 10 bis 25 mm abstehen, damit durch den übrig bleibenden Zwischenraum so wenig wie möglich Wasser entweichen kann. Was die Schaufeln bei Kropfrädern anlangt, so kann man diese ganz radial stellen, da sie nicht den Zweck haben, das Wasser in dem Rade zurückzuhalten; damit sie aber beim Austritte aus dem Unterwasser kein Wasser mit emporwerfen, ist es rathsam, wenigstens den Theil der Schaufel, welcher ins Unterwasser eingetaucht ist, so schief zu stellen, daß er bei dem Austritte aus demselben eine verticale Lage annimmt. Was die Schaufelzahl betrifft, so ist es hier ebenfalls zweckmäßig, dieselbe groß zu machen, nicht allein, weil dadurch der Wasserverlust durch den Spielraum zwischen Rad und Mantel kleiner ausfällt, sondern auch, weil bei einer engeren Schaufelstellung das Stoßgefälle kleiner und also das Druckgefälle größer wird. Gewöhnlich macht man die äußere Entfernung zwischen je zwei Schaufeln der Kranzbreite d gleich, oder nimmt sie 0,25 bis 0,4 m, auch wendet man zur Bestimmung der Schaufelzahl wohl eine der oben (§. 57) gegebenen Regeln an. Wesentlich nothwendig ist es aber, daß die mittelschlächtigen Räder hinreichend ventilirt werden, weil hier der eintretende Wasserstrahl beinahe den ganzen Querschnitt der Zellen ausfüllt, so daß die Luft nach außen nicht entweichen kann. Man muß deshalb in dem Radboden Spalten zum Entweichen der Luft aussparen, damit dieselbe nicht dem Eintritte des Wassers entgegenwirkt. Dies ist bei diesen Rädern um so nöthiger, da man sie bis zur Hälfte oder gar bis zwei Drittel ihres Fassungsraumes anfüllen läßt. Uebrigens kommen die mittelschlächtigen Räder vorzüglich bei einem Gefälle von 1,6 bis 5 m und bei einem Aufschlagsquantum von 0,2 bis 2,5 cbm pr. Secunde in Anwendung.

Fig. 225.

Anmerkung. Theoretische Untersuchungen und Versuche über mittel- und unterschlächtige Wasserräder, welche von innen beaufschlagt werden, sind in Schweden angestellt worden, worüber ausführlich gehandelt wird in dem Werke: Hydrauliska Försök etc. of Lagerhjelm, of Forselles och Kallstenius, Andra Delen, Stockholm, 1822. Egen beschreibt ein solches Rad in seinen Untersuchungen über den Effect einiger Wasserwerke ꝛc., Berlin 1831. Dieses Rad wurde vom Grafen de Thiville auf der Saline Neuwerk bei Werl erbaut, in der Erwartung, durch dasselbe einen großen Wirkungsgrad zu erlangen. Egen fand jedoch den Wirkungsgrad nur 59 Proc., obgleich dieses Rad ein Gefälle von 13,42 Fuß benutzte. Nach diesem Rade wurde ein anderes, aber nur 2 m hohes Rad in Frankreich erbaut (s. Bulletin de la société d'encouragement Nro. 282) und von Mallet untersucht; nach genauer Berechnung dieser Versuche scheint hiernach der Wirkungsgrad nicht größer als 60 Proc. ausgefallen zu sein. Egen sagt nun sehr recht, daß die Räder mit innerer Beaufschlagung nur in wenigen Fällen zu empfehlen sein möchten, weil sie nur eine geringe Breite (unter 4 Fuß) zulassen, und ohne dies eine große Festigkeit und Stabilität nie besitzen können.

§. 77. **Ueberfallschützen.** Die Wassereinführung bei mittelschlächtigen Wasserrädern ist sehr mannigfaltig, entweder wird das Wasser durch eine Ueberfallschütze, oder durch eine Leitschaufelschütze, oder durch eine

Fig. 226.



Spannschütze dem Rade zugeführt, selten fließt es aber ganz frei zu. Bei den Ueberfallschützen *AS*, welche in den Figuren 226 und 227 (a. f. S.) abgebildet sind, fließt das Wasser über den Kopf *A* des Schutzbrettes; damit es aber in der gehörigen Richtung eintrete, ist es nöthig, den Schützenkopf abzurunden, oder an denselben eine abgerundete Leitschaufel *AB*, Fig. 227,

anzusetzen. Diese Leitschaufel AB, Fig. 228, ist nach der Parabel zu krümmen, welche die tiefsten Wasserelemente bei ihrer freien Bewegung beschreiben, denn wollte man sie mehr krümmen, so würde ihr der Wasserstrahl gar nicht folgen, und gäbe man ihr weniger Krümmung, so würde entweder die Leitschaufelbreite und also auch die Reibung des Wassers auf der Leitschaufel größer ausfallen oder das Wasser nicht in der erforderlichen Richtung an das Rad gelangen.

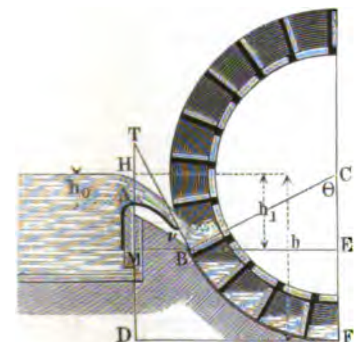
Fig. 227.

Der Theorie des Ausflusses durch Ueberfälle zufolge, hat man (siehe Thl. I) die Ausflußmenge, wenn e_1 die Mündungsweite, sowie h_0 die Druckhöhe HA, Fig. 228, über der Schwelle bezeichnet, und μ den Ausflußcoefficienten ausdrückt:

$$Q = \frac{2}{3}\,\mu e_1 h_0 \sqrt{2 g h_0} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

ist aber das Aufschlagquantum Q und die Mündungsweite e_1, da sie etwa 80 bis 100 mm kleiner als die Radweite e gemacht wird, gegeben, so folgt dann die Druckhöhe für den Ausfluß:

Fig. 228.



$$h_0 = \left(\frac{\frac{3}{2}\,Q}{\mu e_1 \sqrt{2g}}\right)^{2/3}$$

$$= 0{,}486 \left(\frac{Q}{\mu e_1}\right)^{2/3} \quad . \quad . \quad (2)$$

Nun ist noch die Geschwindigkeit c des bei B eintretenden Wassers durch ihr Verhältniß $\varkappa = \frac{c}{v}$ zur Radgeschwindigkeit v bestimmt, daher folgt auch das nöthige Gefälle zur Erzeugung dieser Geschwindigkeit:

$$HM = h_1 = \frac{c^2}{2g} = \frac{(\varkappa v)^2}{2g}$$

oder wegen des Verlustes beim Ausfluß, wie oben,

$$h_1 = 1{,}1\,\frac{(\varkappa v)^2}{2g} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (3)$$

Gewöhnlich macht man $\varkappa = 2$, und daher ist

$$h_1 = 4{,}4\,\frac{v^2}{2g} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (3^a)$$

zu setzen. Aus h_0 und h_1 folgt nun die Höhe AM der Kröpfung der Leitschaufel,

$$x = h_1 - h_0 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (4)$$

und ist nun das Totalgefälle $HD = h$, so bleibt für das Druckgefälle im Rade:

$$MD = EF = h_2 = h - h_1 \quad \ldots\ldots \quad (5)$$

übrig. Noch hat man, der Theorie der Wurfbewegung zufolge, den Neigungswinkel $TBM = \nu$ des Leitschaufelendes gegen den Horizont bestimmt durch die Formel:

$$AM = x = \frac{c^2 \sin \nu^2}{2g},$$

folglich ist

$$\sin \nu = \sqrt{\frac{x}{h_1}} = \sqrt{\frac{h_1 - h_0}{h_1}} \quad \ldots\ldots \quad (6)$$

und die Länge der Kröpfung der Leitschaufel:

$$MB = y = \frac{c^2 \sin 2\nu}{2g} = h_1 \sin 2\nu \quad \ldots \quad (7)$$

Endlich ist, wenn man noch die Forderung macht, daß das Wasser tangential an das Rad gelangt, der Radhalbmesser $CB = CF = a$ bestimmt durch die Gleichung:

$$a\,(1 - \cos \nu) = h - h_1,$$

also

$$a = \frac{h - h_1}{1 - \cos \nu} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (8)$$

Umgekehrt hat man für den Centriwinkel $BCF = \theta$ des wasserhaltenden Bogens:

$$\cos \theta = 1 - \frac{h - h_1}{a} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (9)$$

und, wenn man der letzten Bedingung nicht Genüge leistet, also ν nicht $= \theta$ macht, so hat man die Abweichung der Richtung des eintretenden Strahles von der Bewegungsrichtung der von ihm gestoßenen Schaufel:

$$\alpha = \theta - \nu \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (10)$$

Beispiel. Wenn bei einem mittelschlächtigen Rade mit Ueberfallschütze das Aufschlagwasserquantum $Q = 0{,}2$ cbm, das Totalgefälle $h = 2{,}5$ m, die Umfangsgeschwindigkeit $v = 1{,}5$ m ist, und das Füllungsverhältniß $^2/_5$ betragen soll, so hat man bei 0,3 m Radtiefe die erforderliche Radweite:

$$e = {}^5/_2 \frac{Q}{dv} = \frac{5 \,.\, 0{,}2}{2 \,.\, 0{,}3 \,.\, 1{,}5} = 1{,}111 \text{ m}$$

und wenn man nun hiernach die Weite des Ueberfalles = 1,030 m macht und $\mu = 0{,}6$ setzt, so erhält man die Wasserstandshöhe:

$$h_0 = 0{,}486 \left(\frac{0{,}2}{0{,}6 \,.\, 1{,}03}\right)^{2/3} = 0{,}229 \text{ m.}$$

Nimmt man $\varkappa = {}^8/_5$ an, so erhält man das Gefälle zur Erzeugung der Eintrittsgeschwindigkeit:

$$c = {}^8/_5\ 1{,}5 = 2{,}4 \text{ m};\ h_1 = 1{,}1 \,.\, 0{,}051 \,.\, 2{,}4^2 = 0{,}323 \text{ m},$$

und daher die Höhe der Schaufelkröpfung:

$$x = 0{,}323 - 0{,}229 = 0{,}094 \text{ m},$$

ferner für den Neigungswinkel des Leitschaufelendes:

$$\sin \nu = \sqrt{\frac{0{,}094}{0{,}323}} = 0{,}5395,$$

hiernach $\nu = 32^0\,40'$, und die Länge der Leitschaufelkröpfung:

$$y = 0{,}323 \sin 65^0\,20' = 0{,}294 \text{ m.}$$

Um das Wasser tangential einzuführen, müßte das Rad den großen Halbmesser

$$a = \frac{h - h_1}{1 - \cos \nu} = \frac{2{,}5 - 0{,}323}{1 - 0{,}8418} = 13{,}75 \text{ m}$$

erhalten; wenn man es aber nur 8 m hoch macht, also $a = 4$ m annimmt, so erhält man für den Centriwinkel θ des wasserhaltenden Bogens:

$$\cos \theta = 1 - \frac{2{,}5 - 0{,}323}{4} = 0{,}4558$$

also $\theta = 62^0\,53'$ und die Abweichung der Bewegungsrichtung des Wassers von der des Rades an der Eintrittsstelle:

$$\alpha = \theta - \nu = 62^0\,53' - 32^0\,40' = 30^0\,13'.$$

Spann- und Coulissenschützen. Die Beaufschlagung eines §. 78.
mittelschlächtigen Rades durch eine Spannschütze führt Fig. 229 (a. f. S.) vor Augen. Es ist hier das übrigens so nahe wie möglich an das Rad gerückte Schutzbrett AD unten sehr dick und gut abgerundet, damit das Wasser in gehöriger Richtung und ohne Contraction durch die Schutzöffnung fließe. Aus demselben Grunde ist auch das Ende A des Gerinnbodens parabolisch zu formen. Die Höhe $BE = DF = h_2$, Fig. 230 (a. f. S.), des Kropfes bestimmt sich aus dem Totalgefälle $RF = h$ und der Geschwindigkeitshöhe

$$HM = h_1 = 1{,}1 \frac{c^2}{2g} = 1{,}1 \frac{\varkappa^2 v^2}{2g}$$

durch die Formel $h_2 = h - h_1$, folglich der entsprechende Centriwinkel

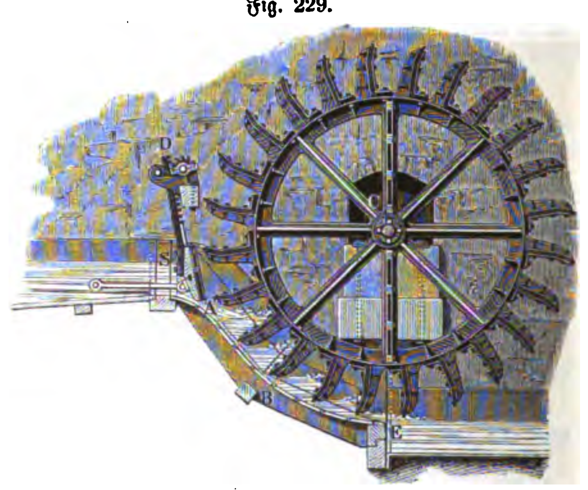
$$BCF = \theta,$$

indem man setzt:

$$\cos\theta = \frac{CD}{CB} = \frac{a - h_2}{a} = 1 - \frac{h - h_1}{a} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

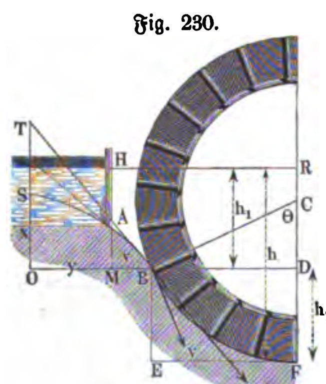
Wenn man nun das Wasser tangential einführen will, so muß man die

Fig. 229.



Neigung $TBO = \nu$ des Wasserstrahles gegen den Horizont $= \theta$ setzen, und hiernach die Coordinaten $SO = x$ und $OB = y$ des Parabelscheitels S durch die Formeln

Fig. 230.



$$x = \frac{c^2 \sin\theta^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

und

$$y = \frac{c^2 \sin 2\theta}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

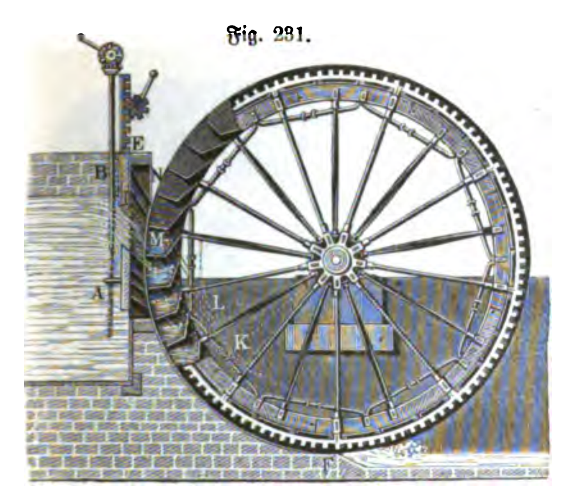
bestimmen.

Man hat aber nicht nöthig, die Schutzöffnung genau in den Parabelscheitel S zu legen, sondern man kann dieselbe nach jedem anderen Punkte A des Parabelbogens SB versetzen, nur muß dafür gesorgt werden, daß die Mündungsaxe tangential an die Parabel zu liegen komme (s. §. 62).

Eine dritte Wassereinführung besteht in der Schütze mit Leitschaufeln oder in der Coulissenschütze AB, Fig. 231 (a. f. S.). Man wird diese besonders dann mit großem Vortheil anwenden, wenn der Wasserstand im

Aufschlaggerinne sehr veränderlich ist. Der in Fig. 231 abgebildete Apparat besteht aus zwei Schutzbrettern A und B, wovon jedes für sich gestellt werden kann, so daß dadurch nicht allein die Druckhöhe, sondern auch die Ausflußöffnung zu reguliren ist. Eine tangentiale Einführung des Wassers in das Rad ist durch den Leitschaufelapparat DE nicht möglich, man muß sich vielmehr damit begnügen, die Richtungen der Leitschaufeln noch 20 bis 30 Grad von den Tangentialrichtungen abweichen zu lassen. Das Wasser läuft zwischen den Leitschaufeln hindurch nach demselben Gesetze, welches für kurze Ansatzröhren gilt; es ist daher in der Regel der Ausflußcoefficient $\mu = 0,82$ und nur bei genauer Abrundung von innen, $\mu = 0,90$ an-

Fig. 231.



zunehmen. Aus diesem Grunde fällt dann auch der Widerstandscoefficient größer aus, als bei der Ueberfall- und bei der Spannschütze. Nehmen wir für μ den Mittelwerth 0,85 an, so erhalten wir die zur Erzeugung der Geschwindigkeit c nöthige Druckhöhe:

$$h_1 = \left(\frac{1}{0,85}\right)^2 \frac{c^2}{2g} = 1,384 \frac{c^2}{2g} \quad \ldots \quad (4)$$

und es ist hiernach die von dem Totalgefälle h übrigbleibende Höhe des Kropfes oder wasserhaltenden Bogens:

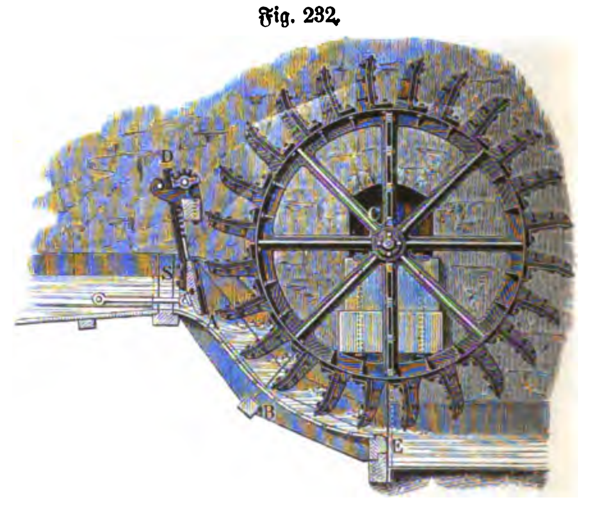
$$h_2 = h - h_1 = h - 1,384 \frac{\varkappa^2 v^2}{2g} \quad \ldots \quad (5)$$

Bei veränderlichem Wasserstande macht man die Anordnung für den mittleren Wasserstand, indem man das äußerste Ende M der mittleren Leitschaufel um die letzte Höhe h_2 über den Fuß F des Rades legt. Um sämmtliche Leitschaufeln, deren Normalabstand etwa 80 mm gemacht wird,

unter gleichen Winkeln gegen den Radumfang zu stellen, legt man sie tangential an einen zum Radumfange concentrischen Kreis *KL*, der durch die Richtung *DK* der ersten Leitschaufel bestimmt wird.

§. 79. **Kropf- und Radconstructionen.** Der Mantel oder sogenannte Kropf, womit man die mittelschlächtigen Räder umgiebt, um das Wasser in denselben so lange wie möglich zurückzuhalten, wird entweder von Steinen (s. Fig. 226) oder von Holz (s. Fig. 229) gebildet. Jedenfalls wird der Zweck eines Kropfes um so mehr erfüllt, je kleiner der Spielraum zwischen den äußersten Kanten der Radschaufeln und der von dem Kropfboden gebildeten Cylinderfläche ist, weil durch diesen Spielraum dem Wasser Gelegen-

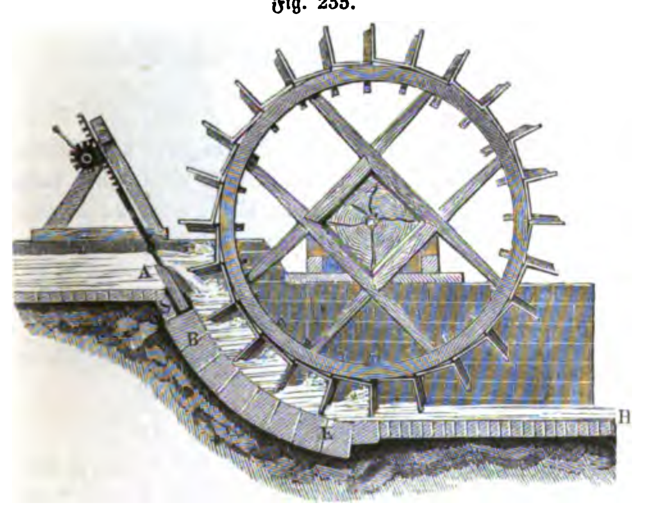
Fig. 232.



heit zum Entweichen gegeben wird. Bei den besten Constructionen macht man diesen Zwischenraum 12 mm, doch findet man ihn auch 25 und nicht selten sogar 50 mm weit. Bei hölzernen Rädern und hölzernen Kröpfen genügt deshalb ein Spielraum von 12 mm Weite nicht, weil diese leicht und öfters unrund werden, so daß endlich gar ein Anstreifen des Rades am Kropfe zu befürchten ist. Bei eisernen Rädern und Kropfgerinnen aus Quadersteinen fallen bedeutende Deformationen nicht vor, weshalb man hier allerdings dem Spielraume nur 12 bis 14 mm Weite geben soll. Räder mit enganschließenden Kröpfen können durch feste Körper, wie z. B. durch Holz- oder Eisstücke, die durch das Wasser zugeführt werden, bedeutende Beschädigungen erleiden; deshalb ist es denn auch nöthig, diese Körper durch Rechen, welche vor der Schütze aufzustellen sind, von dem Zutritte zum Rade abzuhalten. Wenn dies, freilich zum Nachtheile der Wirkung des Rades, nicht

oder nur unvollkommen geschieht, so ist allerdings der Spielraum des Rades im Kropfe sehr weit zu machen. Zu steinernen Kröpfen wählt man gern sehr große Sandsteinquader und verbindet dieselben durch Cement oder hydraulischen Kalk; hölzerne Kröpfe *AE*, Fig. 232, werden aus Kropfschwellen *A*, *B*, *E*, Kropfbalken *AB*, *BE* und aus Kropfdielen, welche quer über die letzteren zu liegen kommen, gebildet. In der Regel befestigt man auf die Kropfdielen noch besondere Wasserbänke, welche das Rad zu beiden Seiten umfassen, um dadurch das seitliche Entweichen des Wassers zu verhindern. Wenn das Wasser im Abzugscanale mit derselben Geschwindigkeit abfließen kann, mit welcher das Rad umläuft, so kann man den Kropf *AE*, Fig. 233, unter dem Untertheile des Rades, in der Sohle

Fig. 233.



EH des Abzugscanales auslaufen lassen; wenn aber das Wasser langsamer abfließt, als das Rad umläuft, oder wenn gar Aufstauungen des Unterwassers zu befürchten sind, so muß man einen Absatz *E*, Fig. 232, zwischen dem Kropfe und dem Abzugscanale herstellen.

Was endlich die Radconstructionen anlangt, so findet ein Unterschied zwischen den ober- und mittelschlächtigen Rädern schon darin statt, daß jene nur Zellen-, diese aber in der Regel bloße Schaufelräder sind; nächstdem weichen diese Räder auch in der Art und Weise der Verbindung der Schaufeln mit den Kränzen von einander ab. Man unterscheidet hiernach Stabe- und Strauberäder von einander, und rechnet nun zu den Staberädern diejenigen, bei welchen die Schaufeln zwischen zwei Kränzen befestigt sind, zu Strauberädern aber diejenigen, deren Schaufeln auf kurzen Armen (Kolben oder Schaufelarmen) aufsitzen, welche radial aus dem

Radkranze hervorragen. Fig. 231 ist ein Staberad, Fig. 232 und 233 aber sind Strauberäder; Fig. 233 ist ein hölzernes und Fig. 232 ein eisernes Strauberad. Schmale Strauberäder haben nur einen, weite aber haben, wie die Staberäder, zwei Kränze. Die Kränze der Strauberäder sind jedoch schmaler als die der Staberäder. Bei den hölzernen Rädern sind die Schaufelarme durch die aus zwei Felgenlagen gebildeten Kränze hindurchgesteckt, oder zwischen denselben schwalbenschwanzförmig eingelegt; bei den eisernen Rädern aber werden sie entweder mit den einzelnen Kranzsegmenten aus einem Stücke gegossen oder auf diese aufgeschraubt. Die Schaufeln sind gewöhnlich von Holz, und werden auf ihre Arme aufgeschraubt. Der Radboden liegt hier auf dem äußeren Umfang des Radkranzes und umschließt das Rad nicht vollständig, indem in ihm Spalten zum Entweichen der Luft ausgespart sind, wie die Figuren 232 und 233 vor Augen führen. Uebrigens sind auch diese Räder entweder Stern- oder Sattelräder (s. §. 56).

§. 80. **Einführung des Wassers.** Die Regeln über die Einführung des Wassers in ein Kropfrad, Fig. 234, sind im Allgemeinen dieselben wie bei den Zellenrädern. Aus der Geschwindigkeit $c = \varkappa v$ des bei A eintretenden Wassers folgt das nöthige Gefälle zur Erzeugung derselben:

$$h_1 = 1{,}1\,\frac{c^2}{2g} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

und daher das übrigbleibende, der Kropfhöhe gleiche Druckgefälle im Rade:

$$FB = h_2 = h - h_1 = h - 1{,}1\,\frac{c^2}{2g} \quad \ldots\ldots \quad (2)$$

Giebt man noch den Radhalbmesser $CA = CF = a$, so läßt sich der Winkel $ACF = \theta$, um welchen die Eintrittsstelle A vom Radtiefsten F absteht, durch die Formel

$$\cos ACF = \frac{CB}{CA} = \frac{CF - FB}{CA},$$

d. i.

$$\cos\theta = \frac{a - h_2}{a} = 1 - \frac{h_2}{a} \quad \ldots\ldots \quad (3)$$

berechnen.

Da der Zutrittswinkel $vAc = \alpha$ (10 bis 20 Grad) als gegeben anzusehen ist, so kann man hier auch den Neigungswinkel des in A eintretenden Wasserstrahles gegen den Horizont

$$cAB = \nu = \theta - \alpha \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (4)$$

bestimmen, woraus sich wieder die Coordinaten des Scheitels O von dem einfallenden Parabelbogen:

$$OM = x = \frac{c^2 \sin v^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

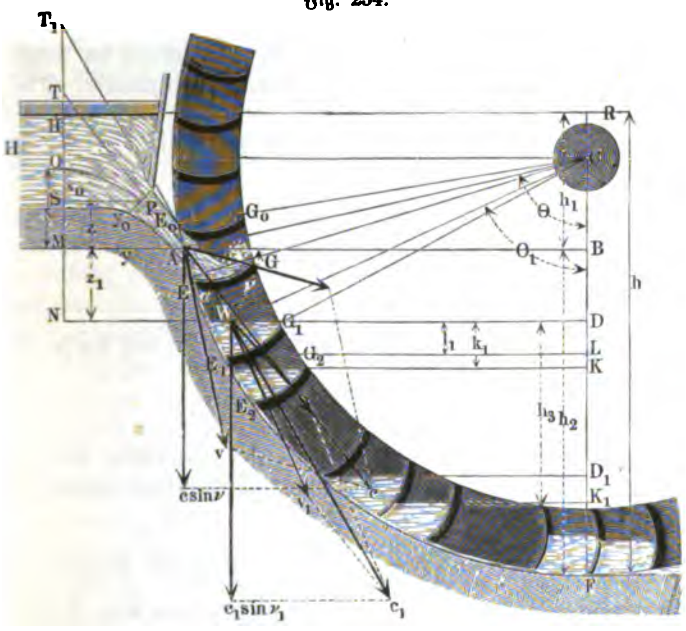
und

$$MA = y = \frac{c^2 \sin 2v}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

ergeben.

Legt man nun die Mitte P der Schützenmündung um $MS = z$ über

Fig. 234.



die Eintrittsstelle A, so erhält man die Coordinaten von P in Hinsicht auf O:

$$OS = x_0 = x - z \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

und

$$SP = y_0 = y\sqrt{\frac{x-z}{x}} = y\sqrt{1 - \frac{z}{x}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8)$$

sowie für die Neigung der Axe des Strahles beim Austritt P:

$$tang\, v_0 = \frac{2x_0}{y_0} = \frac{2\sqrt{x(x-z)}}{y} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (9)$$

Kennt man die senkrechte Tiefe $MN = z_1$, um welche das Wasser im Rade sinkt, bis es vollständig zum Stoße gelangt, so hat man für die Coordinaten des Punktes W, wo dieser Stoß beendet ist,

$$ON = x_1 = x + z_1 \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (10)$$

und

$$NW = y_1 = y\sqrt{\frac{x_1}{x}} = y\sqrt{1 + \frac{z_1}{x}} \quad \ldots \ldots \quad (11)$$

sowie für den Neigungswinkel DWc_1 des Wasserstrahles in W gegen den Horizont:

$$tang\, v_1 = \frac{2x_1}{y_1} = \frac{2\sqrt{x(x + z_1)}}{y} \quad \ldots \ldots \quad (12)$$

Ferner folgt für den Winkel $WCF = \theta_1$, um welchen der Punkt W vom Radfuße F abweicht, wenn a_1 den mittleren Radhalbmesser CW bezeichnet,

$$cos\, \theta_1 = \frac{CD}{CW} = \frac{a\, cos\, \theta + z_1}{a_1} \quad \ldots \ldots \quad (13)$$

und der Winkel $c_1 W v_1 = \alpha_1$, um welchen die Richtung der Endgeschwindigkeit c_1 des Wassers in W von der der Radgeschwindigkeit v_1 daselbst abweicht,

$$\alpha_1 = \theta_1 - v_1 \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (14)$$

Endlich ist, wie oben, die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser in W aufschlägt,

$$c_1 = \sqrt{c^2 + 2gz_1} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (15)$$

Die letzteren Bestimmungen setzen voraus, daß die Fallhöhe $MN = z_1$ bekannt sei. Diese ist daher vorher, und zwar auf dem im Folgenden angegebenen Näherungswege zu finden.

In der Zeit $t = \frac{EE_1}{v} = \frac{s}{v}$, während welcher die Schaufel EG, welche der Schaufel E_0G_0 unmittelbar vorausgeht, einen Weg $EE_1 = s$ zurücklegt, macht das von E_0G_0 abgeschnittene Einfallwasser den Weg AW, dessen Verticalprojection $= MN = z_1$ ist. Da die verticalen Componenten der Geschwindigkeit des Wasserstrahles in A und W

$$c\, sin\, v \text{ und } c_1\, sin\, v_1$$

sind, so folgt die mittlere Geschwindigkeit, mit welcher z_1 durchlaufen wird:

$$\frac{c\, sin\, v + c_1\, sin\, v_1}{2},$$

und daher auch

$$t = \frac{2z_1}{c\, sin\, v + c_1\, sin\, v_1} \quad \ldots \ldots \quad (16)$$

Hiernach ist

$$\frac{s}{v} = \frac{2z_1}{c\, sin\, v + c_1\, sin\, v_1}$$

und daher der Weg, welchen die Schaufel während der Füllung durchläuft:

$$s = \frac{2 z_1 v}{c \sin \nu + c_1 \sin \nu_1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (17)$$

Nimmt man nun erst für z_1 einen Näherungswerth an, und berechnet mit Hülfe dieser Formel s, so kann man auch die entsprechende Stelle der Schaufel $E_1 G_1$ aufzeichnen; und trägt man über dieselbe den Querschnitt $F = \frac{V}{e}$ des Wasserkörpers zwischen je zwei Schaufeln, so kann man untersuchen, ob die Oberfläche W des letzteren die angenommene Tiefe $MN = z_1$ unter dem Eintrittspunkte A hat. Ist dies nicht der Fall, so muß man ein anderes z_1 annehmen, s von Neuem bestimmen, und die vorige Probe wiederholen. Findet auch dann noch keine Uebereinstimmung zwischen den angenommenen und bestimmten Werthen von z_1 statt, so ist dieses Verfahren nochmals anzuwenden.

Leistung der Kropfräder. Die Leistung der Räder im Kropfgerinne zerfällt, wie bei einem oberschlächtigen Rade, in eine Stoß- und in eine Druckwirkung; es ist auch die Formel für die Leistung beider genau dieselbe, nur macht die Bestimmung des Wasserverlustes verschiedene Rechnungen nöthig, denn während dort dieser Verlust in dem allmäligen Ablaufen des Wassers aus den Zellen seinen Grund hat, entsteht er hier durch das Entweichen des Wassers in dem Zwischenraume zwischen dem Rade und dem Kropfe. Wir haben also hier zu untersuchen, auf welche Weise und in welcher Menge das Wasser in diesem Zwischenraume, den man deshalb auch den schädlichen Raum nennen kann, erfolgt, und müssen hiernach die Wirkung, welche dadurch dem Rade entzogen wird, berechnen. Setzen wir nun, wie bei den oberschlächtigen Rädern, die Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers in den Theilkreis des Rades $= c_1$, die Geschwindigkeit des Rades in Theilkreise $= v_1$ und den Winkel $c_1 W v_1$, Fig. 235, zwischen den Richtungen dieser Geschwindigkeiten $= \alpha_1$, so haben wir wieder die Stoßleistung: §. 81.

$$L_1 = \frac{c_1 \cos \alpha_1 - v_1}{g} v_1 Q \gamma. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

Bezeichnen wir ferner den Niveauabstand DK_1 zwischen dem Eintrittspunkte W und der Oberfläche des Unterwassers durch h_3, und nehmen wir an, daß von dem Aufschlagquantum Q nur der Theil $Q_1 = \xi Q$ im Kropfe zur Wirkung gelange, so können wir die Druckleistung des Wassers $L_2 = \xi h_3 Q \gamma$, und genau wie bei einem oberschlächtigen Rade die Totalleistung

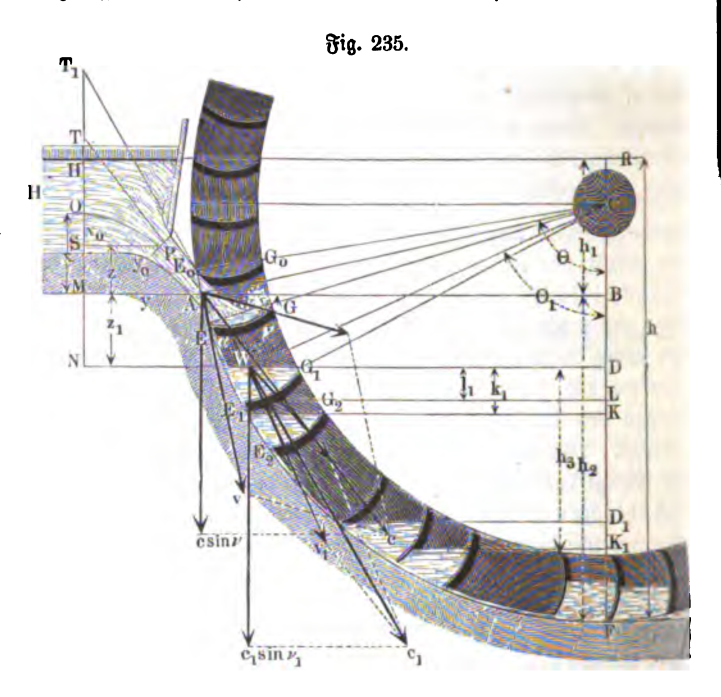
$$L = Pv = \left(\frac{c_1 \cos \alpha_1 - v_1}{g} v_1 + \xi h_3\right) Q \gamma \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

setzen.

Um mit Hülfe der vorstehenden Formel die Leistung des Kropfrades berechnen zu können, ist noch nöthig das Verhältniß $\xi = \frac{Q_1}{Q}$ zu ermitteln.

Der Arbeitsverlust, welcher aus dem Entweichen des Wassers durch den Spielraum des Rades im Kropfe hervorgeht, ist bei dem Stoße des Wassers unbedeutend, da der eintretende Wasserstrahl diesen Spielraum in der Regel nicht unmittelbar trifft; anders ist es aber während der Druckwirkung desselben, denn hier findet ein ununterbrochener Wasserverlust statt,

Fig. 235.



während eine Schaufel $E_1 G_1$ nach und nach in tiefere Stellungen $E_2 G_2$ u. s. w. kommt, ehe sie die tiefste Stelle F erreicht. Es bildet hier der Spielraum Ausflußöffnungen $E_1, E_2 \ldots$, durch welche das Wasser mit veränderlichen Druckhöhen ausfließt.

Bezeichnen wir wieder die Radweite durch e, und die Weite des Spielraumes oder den kürzesten Abstand der Radschaufeln vom Kropfboden durch σ, so können wir den Querschnitt der Oeffnung, durch welche das Wasser aus einer Zelle in die nächst tiefere fließt, gleich σe setzen; und sind nun während des allmäligen Niederganges der Zelle die Druckhöhen oder Tiefen DL der Ausflußmündung unter den darüber stehenden Wasserspiegeln nach

und nach l_1, l_2 u. s. w., so folgen die entsprechenden Ausflußgeschwindigkeiten

$$v_1 = \sqrt{2gl_1}, \quad v_2 = \sqrt{2gl_2} \text{ u. s. w.,}$$

und Ausflußmengen innerhalb eines Zeitelementes τ

$$V_1 = \sigma e \tau \sqrt{2gl_1}, \quad V_2 = \sigma e \tau \sqrt{2gl_2} \text{ u. s. w.;}$$

oder, wenn man noch einen Ausflußcoefficienten μ einführt,

$$V_1 = \mu \sigma e \tau \sqrt{2gl_1}, \quad V_2 = \mu \sigma e \tau \sqrt{2gl_2} \text{ u. s. w.}$$

Diese Wassermengen sinken unbenutzt von den Höhen $DK = k_1, k_2$ u. s. w. herab, um welche je zwei benachbarte Wasserspiegel in den Radzellen von einander abstehen; es sind daher die durch die Wasserverluste V_1, V_2 u. s. w. herbeigeführten Arbeitsverluste:

$$V_1 k_1 \gamma = \mu \sigma e \tau \sqrt{2gl_1} \, . \, k_1 \gamma, \quad V_2 k_2 \gamma = \mu \sigma e \tau \sqrt{2gl_2} \, . \, k_2 \gamma \text{ u. s. w.}$$

Die Summe dieser Verluste giebt den Arbeitsverlust der Radzelle

$$A_1 = \mu \sigma e \tau \sqrt{2g} \, . \, \gamma \left(k_1 \sqrt{l_1} + k_2 \sqrt{l_2} + \cdots\right) \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

Nun ist aber die Länge des Kropfes gleich θa und die Zeit, während eine Schaufel denselben mit der Geschwindigkeit v durchläuft:

$$t = \frac{\theta a}{v};$$

setzt man daher $\tau = \frac{t}{n_1}$, unter n_1 eine beliebige ganze Zahl verstanden, so folgt

$$A_1 = \mu \sigma e \frac{\theta a}{v} \sqrt{2g} \, . \, \gamma \frac{k_1 \sqrt{l_1} + k_2 \sqrt{l_2} + \cdots}{n_1} \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

Zieht man diesen Arbeitsverlust von der Arbeit $A = V h_3 \gamma = F e h_3 \gamma$ ab, welche das Wasser einer Schaufel beim Herabsinken von der Kropfhöhe verrichten würde, wenn kein Wasserverlust statt hätte, so erhält man die wirkliche Arbeit des Wassers einer Schaufel

$$A - A_1 = F e h_3 \gamma \left(1 - \mu \sigma \frac{\theta a}{F v} \sqrt{2g} \frac{k_1 \sqrt{l_1} + k_2 \sqrt{l_2} + \cdots}{n_1 h_3}\right) (5)$$

und daher die entsprechende Arbeit des Wassers durch Druck bei z Schaufeln und n Umdrehungen des Rades pro Minute:

$$L_2 = \frac{nz}{60}(A - A_1) = \frac{nz}{60} F e h_3 \gamma \left(1 - \frac{\mu \sigma \theta a \sqrt{2g}}{F v} \frac{k_1 \sqrt{l_1} + k_2 \sqrt{l_2} \ldots}{n_1 h_3}\right)$$

$$= \left(1 - \frac{\mu \sigma \theta a \sqrt{2g}}{F v} \frac{k_1 \sqrt{l_1} + k_2 \sqrt{l_2} + \cdots}{n_1 h_3}\right) Q h_3 \gamma \quad . \quad . \quad (6)$$

oder mit Anwendung der Simpson'schen Regel und für $n_1 = 4$

$$L_2 = \left(1 - \frac{\mu\sigma\theta a\sqrt{2g}}{Fv}\,\frac{k_0\sqrt{l_0}+4k_1\sqrt{l_1}+2k_2\sqrt{l_2}+4k_3\sqrt{l_3}+k_4\sqrt{l_4}}{12\,h_3}\right) Qh_3\gamma \quad (7)$$

Es fällt folglich die Druckleistung des Wassers im Kropfe um so größer aus, je größer die Radgeschwindigkeit v und je größer der Querschnitt F des Wassers einer Zelle, d. i. je stärker die Radfüllung ist.

Um die Rechnung ausführen zu können, hat man den Bogen E_1F in n_1, z. B. in vier gleiche Theile zu theilen, durch die Theilpunkte Schaufeln zu legen, über dieselben die Querschnittsfläche aufzutragen und die Höhen $k_1, k_2 \ldots$ sowie $l_1, l_2 \ldots$ mit dem Zirkel abzunehmen. Hierbei ist nicht außer Acht zu lassen, daß an den Stellen, wo das Wasser aus einer Zelle unter dem Wasser der vorausgehenden ausfließt, die Werthe $l_1, l_2 \ldots$ in die von $k_1, k_2 \ldots$ übergehen (s. Thl. I).

Auch fließt noch Wasser seitwärts durch den Raum zwischen den Radkränzen und dem Kropfboden ab, weil die Einfassungswände oder sogenannten Wasserbänke nicht genau an die äußeren Stirnflächen der Radkränze anschließen, sondern 20 bis 50 mm davon abstehen. Der Inhalt der Ausflußöffnung ist hier $b\sigma$, wenn b den Bogen bezeichnet, in welchem das Wasser einer Zelle den Kropf berührt, die Druckhöhen sind die veränderlichen Abstände m_1, m_2 u. s. w. der Oberfläche des Wassers in der niedergehenden Zelle über der unteren Kante der Schaufel, welche diese Zelle bildet, und das verlorene Gefälle ist der veränderliche Abstand p_1, p_2 u. s. w. dieses Wasserspiegels von dem tiefsten Wasserspiegel K_1. Aus diesen Höhen $m_1, m_2 \ldots$ und $p_1, p_2 \ldots$ folgt der Arbeitsverlust, welcher aus dem Entweichen des Wassers auf diesem Wege hervorgeht,

$$A_2 = {}^2/_3\,\mu\sigma b\,\frac{\theta a}{v}\,\sqrt{2g}\,.\,\gamma\,\frac{p_1\sqrt{m_1} + p_2\sqrt{m_2} + \cdots}{n_1} \quad \ldots \quad (8)$$

und es ist daher bei Inbetrachtnahme von beiden Wasserverlusten, wenn man nur drei Schaufelstellungen in Betracht zieht, die Druckleistung

$$L_2 = \left[1 - \frac{\mu\sigma\theta a\sqrt{2g}}{6Fvh_3}\left(k_0\sqrt{l_0} + 4k_1\sqrt{l_1} + k_2\sqrt{l_2} + {}^2/_3\,\frac{b}{e}\left(p_0\sqrt{m_0} + 4p_1\sqrt{m_1} + p_2\sqrt{m_2}\right)\right)\right] Qh_3\gamma \quad . . \quad (9)$$

Setzt man diese Arbeit $L_2 = \xi Qh_3\gamma$, so hat man folglich

$$\xi = 1 - \frac{\mu\sigma\theta a\sqrt{2g}}{6Fvh_3}\left[k_0\sqrt{l_0} + 4k_1\sqrt{l_1} + k_2\sqrt{l_2} + {}^2/_3\,\frac{b}{e}\left(p_0\sqrt{m_0} + 4p_1\sqrt{m_1} + p_2\sqrt{m_2}\right)\right] \quad \ldots \quad (10)$$

Andere Arbeitsverluste. Ein weiterer Verlust tritt noch dann ein, wenn die Oberfläche des Unterwassers nicht mit der Oberfläche des Wassers in der tiefsten Zelle in einerlei Niveau steht, wie z. B. in Fig. 236 vor Augen geführt wird; denn hier fließt sogleich Wasser aus der Zelle BDD_1B_1, wenn die Schaufel B_1D_1 die Schwelle FG überschritten hat, es nimmt also dasselbe außer der Radgeschwindigkeit v noch eine Geschwindigkeit an, welche durch den Niveauabstand FK erzeugt wird. Dieser Niveauabstand ist aber veränderlich, er hat im ersten Augenblicke, wenn die Schaufel über die Schwelle weggegangen und die Oeffnung bei F entstanden ist, seinen größten Werth, wird aber immer kleiner und kleiner, je mehr Wasser aus dem Raume BDD_1B_1 geflossen ist, und fällt endlich Null aus, wenn beide Wasserspiegel in einerlei Niveau gekommen sind, also der Ausfluß durch B_1F beendigt ist. Der mittlere Werth dieses Niveauabstandes läßt sich $^1/_2\,h_4$ setzen, wenn h_4 die anfängliche Tiefe des Wassers in der untersten Zelle ist, und daher ist der Verlust an Gefälle in Folge der Geschwindigkeit des abfließenden Wassers nicht $\frac{v^2}{2g}$, sondern §. 82.

Fig. 236.



$\frac{w^2}{2g} = \frac{v^2}{2g} + {^1/_2}\,h_4$; da wir indessen den der Geschwindigkeitshöhe $\frac{v^2}{2g}$ entsprechenden Verlust an Leistung schon beim Stoße in Abzug gebracht haben, so bleibt hier nur noch die Leistung

$$L_4 = {^1/_2}\,Q h_4 \gamma \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (11)$$

von der gefundenen Nutzleistung abzuziehen. Man ersieht hieraus, daß es nicht vortheilhaft ist, unter dem Kropfrade einen Abfall anzubringen, daß sich daher nur dann seine Anwendung rechtfertigen läßt, wenn man einen veränderlichen Unterwasserstand hat, so daß bei hohem Wasser zu befürchten ist, daß das Rad im Wasser watet, indem das Wasser im Untertheile des Rades tiefer steht als im Abzugsgraben.

Außerdem lassen sich noch mehrere Arbeitsverluste des Kropfrades angeben. Zunächst haben wir zu berücksichtigen, daß das Wasser bei seiner Bewegung im Kropfgerinne eine Reibung zu überwinden hat, deren Coefficient ζ nach Thl. I für Geschwindigkeiten von 1,2 bis 2 m 0,00769 gesetzt werden kann. Der entsprechende Gefällverlust ist dabei

$$h_5 = \zeta \frac{lp}{F} \frac{v^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (12)$$

daher hier, wo l die Länge des Kropfes, p den Umfang und F den Inhalt des Wasserprofiles bezeichnet, also

$$\frac{p}{F} = \frac{e + d}{{}^1/_2\, d e} \text{ annähernd } = \frac{2}{d}$$

gesetzt werden kann,

$$h_5 = \zeta \frac{2\, l}{d} \frac{v^2}{2\, g} = 0{,}000784 \frac{l}{d} v^2 \text{ m}$$

und der entsprechende Verlust an mechanischer Arbeit ist:

$$L_5 = 0{,}000784 \frac{l v^2}{d} Q \gamma \text{ mkg} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (13)$$

Endlich müssen wir auch den Widerstand der Luft gegen die Bewegung der Schaufeln, und vielleicht auch noch den, welchen die Radarme zu überwinden haben, berücksichtigen. Der Widerstandscoefficient der Luft ist hier nach Thl. I, $\zeta = 1{,}25$, und die Formel für diesen Widerstand

$$W = \zeta F \gamma \frac{v^2}{2\, g},$$

wo F die Fläche, sowie γ die Dichtigkeit der Luft bezeichnet. Führen wir nun nach Thl. I $\gamma = 1{,}25$ kg ein, so erhalten wir den Widerstand

$$W = 0{,}08\, F v^2,$$

oder, wenn wir die Fläche gleich setzen dem Inhalte $z d e$ sämmtlicher z Schaufeln des Rades, denselben

$$W = 0{,}08\, z d e v^2 \text{ kg},$$

und demnach den entsprechenden Verlust an mechanischer Leistung:

$$L_6 = 0{,}08\, z d e v^3 \text{ mkg} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (14)$$

Bei den gewöhnlichen Verhältnissen betragen alle diese Verluste zusammen nur wenige Procente der ganzen Radleistung, wie wir auch an einem Beispiele weiter unten sehen werden.

§. 83. **Leistungsformel.** Wir können nun einen Ausdruck für die vollständige Leistung eines Kropfrades angeben, wenn wir außer den im vorigen Paragraphen gefundenen Arbeitsverlusten auch die Arbeit der Zapfenreibung in Betracht ziehen. Nach dem Vorstehenden ist die Druckwirkung des Wassers $= \xi Q h_3 \gamma$ und wenn wir, wie bei den oberschlächtigen Wasserrädern, die Arbeit der Zapfenreibung $\varphi \frac{r}{a} G v$ setzen, so bleibt die Nutzleistung

$$L = P v = \left(\frac{c_1 \cos \alpha_1 - v_1}{g} v_1 + \xi h_3\right) Q \gamma - \varphi \frac{r}{a} G v \quad . \quad . \quad (15)$$

übrig.

Bezeichnen wir das Totalgefälle, vom Wasserspiegel des Oberwassers bis zur Oberfläche des Unterwassers gemessen, durch h, so können wir wieder

$$h_3 = h - 1,1\,\frac{c_1^2}{2g}$$

setzen, und erhalten nun:

$$L = \left[\frac{c_1 \cos\alpha_1 - v_1}{g}\,v_1 + \xi\left(h - 1,1\,\frac{c_1^2}{2g}\right)\right] Q\gamma - \varphi\,\frac{r}{a}\,Gv \qquad (16)$$

Diejenige Eintrittsgeschwindigkeit c_1, welche die größte Leistung ergiebt, erhält man durch

$$\frac{\partial L}{\partial c_1} = 0,$$

d. h. aus

$$\frac{v_1 \cos\alpha_1}{g} - 1,1\,\xi\,\frac{2c_1}{2g} = 0,$$

zu:

$$c_1 = \frac{v_1 \cos\alpha_1}{1,1\,\xi} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (17)$$

und hiermit folgt die entsprechende Maximalleistung:

$$L = \left[\xi h - \left(2 - \frac{\cos^2\alpha_1}{1,1\,\xi}\right)\frac{v_1^2}{2g}\right] Q\gamma - \varphi\,\frac{r}{a}\,Gv. \quad . \quad (18)$$

Die Formel $c_1 = \dfrac{v_1 \cos\alpha_1}{1,1\,\xi}$ giebt uns, da α_1 klein, also $\cos\alpha_1$ nahe 1 und ebenso $1,1\,\xi$ nahe $= 1$ ist, auch c_1 nahe $= v_1$; wegen der leichteren und sichereren Einführung des Wassers in die Zellen macht man aber $c_1 \cos\alpha_1 = 2 v_1$, läßt also das Wasser noch einmal so schnell in das Rad eintreten, als dieses umläuft, weshalb man die effective Radleistung nach (16) zu

$$L = \left[\xi h - \left(\frac{4,4\,\xi}{\cos\,\alpha_1^2} - 2\right)\frac{v_1^2}{2g}\right] Q\gamma - \varphi\,\frac{r}{a}\,Gv. \quad . \quad (19)$$

erhält.

Da dieser Ausdruck für die Leistung eines rückenschlächtigen Rades nicht wesentlich verschieden ist von dem für die eines oberschlächtigen, so ist ohne weitere Untersuchung leicht einzusehen, daß auch die vortheilhafteste Umdrehungszahl (s. §. 72) nahe dieselbe sein werde.

Effective Leistungen der Kropfräder. Ueber die Wirkungen mittelschlächtiger Kropfräder sind von Morin an ziemlich gut construirten Rädern mehrfache Versuche angestellt worden. Morin vergleicht die Ergebnisse seiner Versuche mit den entsprechenden Werthen, welche die theoretische Formel §. 84.

$$Pv = \left(\frac{c \cos\alpha - v}{g}\,v + h_2\right) Q\gamma$$

giebt, und findet nun, daß eine ziemlich gute Uebereinstimmung sich herausstellt, wenn man den letzten Ausdruck durch einen Erfahrungscoefficienten χ multiplicirt, also

$$Pv = \chi \left(\frac{c \cos \alpha - v}{g} v + h_2\right) Q\gamma$$

setzt. Das erste von den Rädern dieser Art, welches Morin in Untersuchung zog, war aus Gußeisen, hatte hölzerne, schief gegen die Schütze gestellte Schaufeln und befand sich in einem sehr eng anschließenden eisernen Kropfe. Es hatte eine Höhe von $6^1/_2$ m, eine Breite von $1^1/_2$ m, ein Gefälle von $1^2/_3$ m, 50 Schaufeln und ging mit 1 bis 2,4 m Geschwindigkeit um, während das Wasser mit 2,8 bis 3,2 m Geschwindigkeit durch eine unter einem geneigten Schutzbrette befindliche Mündung eintrat. Der Coefficient χ ergab sich im Mittel 0,75 und der Wirkungsgrad, mit Berücksichtigung der Zapfenreibung, ungefähr 0,60. Das zweite Rad, an welchem Morin Versuche angestellt hat, war ebenfalls eisern und ging in einem sehr eng anschließenden Kropfe aus Sandsteinquadern; seine Höhe, wie seine Weite, war 4 m, die Schaufelzahl betrug 32 und das Gefälle 2 m. War die Geschwindigkeit des Rades 47 bis 100 Proc. von derjenigen des durch einen Ueberfall zugeführten Wassers und zwar innerhalb der Grenzen 0,5 bis 1,8 m, so blieb der Coefficient χ ziemlich derselbe, nämlich 0,788, und der Wirkungsgrad fiel 0,70 aus. Mit einem dritten Rade wurden zwei Versuchsreihen angestellt, die eine bei einem Wassereinlaufe mit Spannschütze und die andere bei einer Wasserzuführung durch eine Ueberfallschütze. Dieses Rad war größtentheils aus Holz und hing in einem eng anschließenden Kropfe, seine Höhe betrug 6 m und seine Schaufelzahl 40. Bei der Spannschütze ergab sich im Mittel $\chi = 0,792$, bei der Ueberfallschütze dagegen 0,809. Der Wirkungsgrad aber war im ersten Falle 0,54 und im zweiten 0,67. Nimmt man nun aus diesen Angaben Mittelwerthe, so erhält man für mittelschlächtige Kropfräder mit Spannschützen die Leistung:

$$L = 0{,}77 \left(\frac{c \cos \alpha - v}{g} v + h_2\right) Q\gamma$$

und für die mit Ueberfallschützen:

$$L = 0{,}80 \left(\frac{c \cos \alpha - v}{g} v + h_2\right) Q\gamma,$$

wovon jedoch die Arbeit der Zapfenreibung abzuziehen ist. Die größere Wirkung bei der Ueberfallschütze hatte ihren Grund darin, daß hier das Wasser langsamer eintrat, als bei der Spannschütze, und deshalb fast nur durch Druck wirkte. Noch folgt aus den Versuchen Morin's, daß der Wirkungsgrad abnimmt, wenn das Wasser mehr als die Hälfte oder zwei

Drittel der Räume zwischen den Schaufeln ausfüllt, daß die Wirkung sich nicht sehr verändert, wenn die Umfangsgeschwindigkeit des Rades innerhalb der Grenzen 0,5 und 2,0 m bleibt.

Egen hat Versuche (s. die oben angeführte Abhandlung desselben) an einem 23 Fuß (7,22 m) hohen und $4^1/_3$ Fuß (1,36 m) weiten Kropfrade angestellt. Dieses Rad hatte noch zwei Eigenthümlichkeiten; es waren nämlich die 69 übrigens gut ventilirten Schaufeln desselben genau so gedeckt, wie bei oberschlächtigen Rädern, und es bestand die Schütze aus zwei Theilen, wovon, je nachdem es der Wasserstand erforderte, bald die obere, bald die untere gezogen werden konnte. Obgleich der Kropf sehr genau an das Rad anschloß, so fand Egen den Wirkungsgrad dieses Rades im günstigsten Falle doch nur 0,52, und im Mittel, bei 6 Cubikfuß (0,185 cbm) Aufschlag pr. Secunde und bei 4 Umdrehungen pr. Minute, denselben gar nur 0,48.

Versuche mit einem mittelschlächtigen Kropfrade werden noch in Bulletin de la Societé indust. de Mulhouse T. XVIII (s. Polytechn. Centralblatt, Bd. IV, 1844) mitgetheilt. Dieses Rad war von Holz, hatte eine Höhe von 5 m und eine Weite von 4 m, und bestand aus drei Abtheilungen, welche durch zwei Mittelkränze hervorgebracht wurden. Das Kropfgerinne schloß sich an ein parabolisches Gerinne von 0,2 m Höhe an, und das Wasser trat in dieses durch eine Ueberfallschütze mit ebenfalls 0,2 m Höhe; es war daher die Eintrittsgeschwindigkeit c ungefähr 2,8 m. Das ganze Gefälle betrug 2,7 m, und die Umfangsgeschwindigkeit des Rades $1^1/_2$ bis 3 m. Die Wasserfüllung war $^1/_3$ bis $^2/_3$, und der Wirkungsgrad fiel bei größerer Zellenfüllung größer aus, als bei kleinerer Füllung der Zellen; nämlich bei starker Füllung 0,80, bei mittlerer aber nur 0,73 und bei schwacher Füllung gar nur 0,52. Die Versuche über die Leistungen bei verschiedenen Füllungen ließen sich hier, da jede der Abtheilungen des Rades besonders beaufschlagt werden konnte, sehr bequem und sicher ausführen.

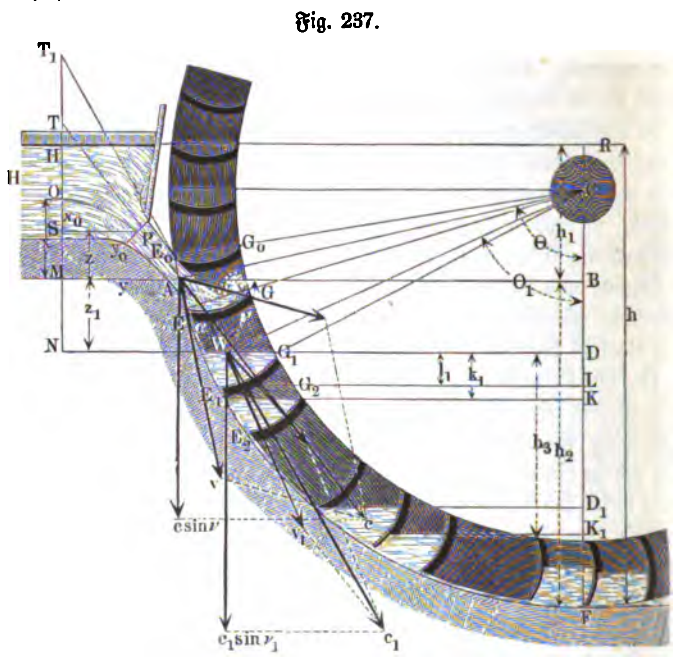
Durch Bremsversuche an einem eisernen mittelschlächtigen Wasserrade von 20 sächsischen Fuß Höhe (5,66 m), 3 Fuß (0,85 m) Breite und mit 48 Schaufeln, welches das durch eine Coulissenschütze zugeführte Wasser in der Höhe des Radmittels auffing, wurde vom Verfasser in Verbindung mit den Herren Professoren Brückmann, Zeuner u. s. w. (s. „Civilingenieur“ Bd. II) Folgendes gefunden.

Bei dem Füllungscoefficienten $\varepsilon = {}^1/_2$ und dem Geschwindigkeitsverhältnisse $\varkappa = {}^1/_2$ machte das Rad 8 bis 9 Umdrehungen pr. Minute und leistete $12^1/_2$ bis 12 Pferdekräfte, wogegen die disponible Leistung $Qh\gamma = 19$ Pferdekräfte betrug; es war folglich der Wirkungsgrad dieses Rades:

$$\eta = \frac{12,5}{19} = 0,65 \text{ bis } \frac{12}{19} = 0,63.$$

Beispiel. Es sei für einen Aufschlag $Q = 0,6$ cbm pr. Secunde und für ein Gefälle $h = 3$ m die Anordnung und Berechnung eines mittelschlächtigen Kropfrades, Fig. 237, von 5 m Höhe und mit 2,5 m Umfangsgeschwindigkeit zu vollziehen.

Fig. 237.



Nehmen wir die Radtiefe oder Kranzbreite $d = 0,40$ m an, und lassen wir die Radzellen halb füllen, so erhalten wir zunächst die Radweite:

$$e = \frac{2\,Q}{d\,v} = \frac{1,2}{0,4\,.\,2,5} = 1,2 \text{ m}.$$

Lassen wir nun das Wasser mit der Geschwindigkeit

$$c = \varkappa v = 1,5\,.\,2,5 = 3,75 \text{ m}$$

eintreten, so erhalten wir das zur Erzeugung dieser Geschwindigkeit nöthige Gefälle:

$$HM = RB = h_1 = 1,1\,\frac{c^2}{2\,g} = 1,1\,.\,0,051\,.\,3,75^2 = 0,789 \text{ m}.$$

Ziehen wir dieses Gefälle von dem Totalgefälle ab, so bleibt für das Gefälle im Kropfe:

$$BF = h_2 = h - h_1 = 3 - 0,789 = 2,211 \text{ m},$$

und es folgt für den Winkel $ACF = \theta$, um welchen die Eintrittsstelle A über dem Radtiefsten F steht,

$$\cos\theta = 1 - \frac{h_2}{a} = 1 - \frac{2,211}{2,5} = 0,1156,$$

und hiernach

$$\theta = 83^0\,22'.$$

Lassen wir nun den zutretenden Wasserstrahl um den Winkel $\alpha = cAv = 25^1/_2$ Grad vom Radumfange abweichen, so erhalten wir die Neigung des Wasserstrahles in A gegen den Horizont:

$$BAc = \nu = \theta - \alpha = 83^0\,22' - 25^0\,30' = 57^0\,52'$$

und es sind nun die Coordinaten des Scheitels O der Parabel, in welcher das Wasser dem Rade zuzuführen ist:

$$OM = x = \frac{c^2 \sin^2 \nu}{2g} = 0{,}051 \, . \, 3{,}75^2 \, . \, 0{,}8468^2 = 0{,}514 \text{ m}$$

und

$$MA = y = \frac{c^2 \sin 2\nu}{2g} = 0{,}051 \, . \, 3{,}75^2 \, . \, 0{,}9008 = 0{,}646 \text{ m}.$$

Die Mitte P der Schützenmündung ist auf dem Parabelbogen OA, und zwar möglichst nahe am Rade anzunehmen, übrigens aber so zu formen, daß ihre Axe die Tangente an diesen Bogen bildet. Legt man diese Mündungsmitte P um 0,16 m über A, so folgt die Druckhöhe für dieselbe:

$$h_0 = h_1 - 0{,}16 = 0{,}789 - 0{,}160 = 0{,}629 \text{ m},$$

daher die Ausflußgeschwindigkeit:

$$c_0 = 0{,}95 \sqrt{2gh_0} = 0{,}95 \, . \, 4{,}429 \sqrt{0{,}629} = 3{,}337 \text{ m},$$

und nimmt man noch die Mündungsweite $e_0 = e - 0{,}08 = 1{,}12$ m an, so folgt die Mündungshöhe:

$$d_0 = \frac{Q}{c_0 e_0} = \frac{0{,}6}{3{,}337 \, . \, 1{,}12} = 0{,}160 \text{ m}.$$

Geben wir dem Rade 48 Schaufeln, so erhalten wir den äußeren Abstand zwischen je zwei Schaufeln

$$b = \frac{2\pi a}{z} = \frac{5 \, . \, 3{,}1416}{48} = 0{,}327 \text{ m}.$$

Nehmen wir an, daß die Schaufel EG den Weg $EE_1 = s = 0{,}3$ m zurücklege, während sie noch Wasser aufnimmt und zeichnen wir hiernach nicht allein die Stellung $E_1 G_1$ der Schaufel, sondern auch den Querschnitt des Wasserkörpers in dem entsprechenden Augenblicke der Zellenfüllung auf, so können wir nun auch die Tiefe $MN = z_1$ des Wasserspiegels W unter der Eintrittsstelle A abmessen. Man findet auf diese Weise $z_1 = 0{,}44$ m, und es ist hiernach die Geschwindigkeit des bei W auffallenden Wassers:

$$c_1 = \sqrt{c^2 + 2gz_1} = \sqrt{3{,}75^2 + 2 \, . \, 9{,}81 \, . \, 0{,}44} = 4{,}764,$$

sowie die Abscisse des Punktes W:

$$x_1 = ON = x + z_1 = 0{,}514 + 0{,}44 = 0{,}954 \text{ m},$$

die Ordinate desselben

$$y_1 = NW = y\sqrt{\frac{x_1}{x}} = 0{,}646 \sqrt{\frac{0{,}954}{0{,}514}} = 0{,}880 \text{ m}$$

und für den Neigungswinkel $c_1 WD = \nu_1$ des in W einfallenden Wassers

$$tang\, \nu_1 = \frac{2x_1}{y_1} = \frac{1{,}908}{0{,}880} = 2{,}168$$

wonach

$$\nu_1 = 65^0\,15'$$

folgt.

Da nun

$$c \sin \nu = 3{,}75 \ \sin 57^0 52' = 3{,}176$$

und

$$c_1 \sin \nu_1 = 4{,}764 \sin 65^0 15' = 4{,}326$$

ist, so folgt

$$\frac{2 z_1}{c \sin \nu + c_1 \sin \nu_1} = \frac{0{,}88}{7{,}502} = 0{,}117$$

während

$$\frac{s}{v} = \frac{0{,}3}{2{,}5} = 0{,}120$$

giebt.

Jedenfalls ist die Differenz zwischen diesen Werthen von $\frac{2 z_1}{c_1 \sin \nu + c_1 \sin \nu_1}$ und $\frac{s}{v}$ klein genug, um $s = 0{,}3$ m und $z_1 = 0{,}44$ m als die richtigen ansehen zu können.

Ferner ist für den Winkel $WCF = \theta_1$, um welchen der Anfangspunkt W des wasserhaltenden Bogens WF vom Radtiefsten F absteht,

$$\cos \theta_1 = \frac{CD}{CW} = \frac{CB + z_1}{a_1} = \frac{0{,}789 - (3 - 2{,}5) + 0{,}44}{2{,}5 - 0{,}20} = \frac{0{,}729}{2{,}3} = 0{,}317,$$

wonach $\theta_1 = 71^0 30'$, und die Abweichung der Richtung des Wasserstrahles von der Bewegungsrichtung des Rades in W:

$$\alpha_1 = \theta_1 - \nu_1 = 71^0 30' - 65^0 15' = 6^0 15'$$

olgt.

Da das wirksame Druckgefälle im Rade

$$FD = h_3 = h_2 - z_1 = 2{,}211 - 0{,}44 = 1{,}771 \text{ m}$$

und die Geschwindigkeit des Rades W:

$$v_1 = \frac{a_1}{a} v = \frac{2{,}3}{2{,}5} 2{,}5 = 2{,}3 \text{ m}$$

ist, so folgt die Leistung dieses Kropfrades ohne Rücksicht auf die Wasserverluste u. s. w.:

$$L = \left(\frac{c_1 \cos \alpha_1 - v_1}{g} v_1 + h_3\right) Q\gamma$$
$$= [0{,}102 \ (4{,}764 \,.\, \cos 6^0 15' - 2{,}3) \ 2{,}3 + 1{,}771] \ 0{,}6 \,.\, 1000$$
$$= (0{,}578 + 1{,}771) \ 600 = 1409 \text{ mkg.}$$

Ist die Weite des Spielraumes im Kropfe $\sigma = 15$ mm und nimmt man $\mu = 0{,}7$ an, so hat man

$$\mu \sigma \theta a \sqrt{2g} = 0{,}7 \,.\, 0{,}015 \,.\, arc\, 83^0 22' \,.\, 2{,}5 \,.\, 4{,}429 = 0{,}169.$$

Da ferner

$$Fv = \frac{60\, Q}{n z e} \, \frac{2 \pi a n}{60} = \frac{2 \pi a Q}{z e} = \frac{3{,}14 \,.\, 5 \,.\, 0{,}6}{48 \,.\, 1{,}2} = 0{,}164$$

und $h_3 = 1{,}771$ ist, so folgt

$$\frac{\mu \sigma \theta a \sqrt{2g}}{F v h_3} = \frac{0{,}169}{0{,}164 \,.\, 1{,}771} = 0{,}583.$$

Ist noch der mittlere Werth von $k \sqrt{l} = 0{,}1$, ferner $b = 0{,}327$ und der mittlere Werth von $\frac{2}{3} p \sqrt{m} = 0{,}2$, so folgt nach (10):

$$\xi = 1 - 0{,}583 \left(0{,}1 + \frac{0{,}327}{1{,}2}\, 0{,}2\right) = 1 - 0{,}090 = 0{,}91$$

und daher die effective Radleistung

$$L = \left(\frac{c_1 \cos \alpha_1 - v_1}{g}\, v_1 + \xi h_3\right) Q\gamma = (0{,}578 + 0{,}91 \,.\, 1{,}771)\, 600$$
$$= 1314 \text{ mkg}.$$

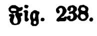
Wenn hiervon die übrigen Nebenhindernisse, der Luftwiderstand und die Zapfenreibung 114 mkg verzehren, so ist die Nutzleistung dieses Rades

$$L = 1200 \text{ mkg} = 16 \text{ Pferdekräfte},$$

und der Wirkungsgrad desselben:

$$\eta = \frac{L}{Q h \gamma} = \frac{1200}{600 \,.\, 3} = 0{,}67.$$

Unterschlächtige Wasserräder. Die unterschlächtigen Wasserräder hängen in der Regel in einem Gerinne, welches mit seinem Boden und mit seinen Seitenwänden das Rad möglichst genau umschließen §. 85.


Fig. 238.

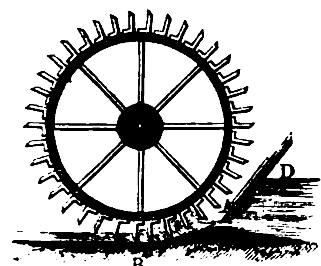


Fig. 239.



soll, damit sich so wenig wie möglich Wasser der Wirkung desselben auf das Rad entziehen kann. Aus diesem Grunde ist auch die Anwendung von einem **Kropfgerinne**, welches das Rad längs eines kleinen Bogens concentrisch umfaßt, zweckmäßiger, als die Anwendung von einem **Schnurgerinne**, welches das Rad nur tangirt. Ueberdies gewährt das Kropfgerinne, wenn es sich nur auf der einen Seite des Rades befindet, noch den Nutzen, daß das Wasser in ihm noch eine Druckwirkung hervorbringen kann, welche beim Schnurgerinne ganz ausfällt. Die Berechnung eines solchen unterschlächtigen Rades im Kropfgerinne, Fig. 238, ist, wenn der Kropf AB wenigstens 3 bis 4 Schaufeln umfaßt, genau so durchzuführen, wie die eines mittelschlächtigen Kropfrades. Auch sind die mittel- und unterschlächtigen Kropfräder nach gleichen Regeln zu construiren, da sie sich wesentlich nicht von einander unterscheiden. Man wendet auch hier meist einfache radial gestellte Schaufeln an; zuweilen neigt man sie jedoch unten etwas nach der Schütze zu, damit sie auf der anderen Seite des Rades kein Wasser mit empor

nehmen. Nicht selten setzt man sie sogar aus zwei Theilen BD und DE, Fig. 239 (a. v. S.), so zusammen, daß dieselben einen Winkel BDE von 100 bis 120° einschließen. Es lassen sich hier große Oeffnungen im Boden aussparen, ohne befürchten zu müssen, daß das Wasser durch dieselben nach innen überfließt, und deshalb läßt man die Zellen dieser Räder auch in der Regel zur Hälfte oder bis zu zwei Drittel vom Wasser anfüllen, wendet also den Füllungscoefficienten $\varepsilon = \frac{1}{2}$ bis $\frac{2}{3}$ an. Um das Ueberlaufen des Wassers nach innen zu verhindern, oder um einen größeren Fassungsraum zu erhalten, wendet man hier oft größere Radtiefen von 0,4 bis 0,5 m an. Die tangentiale Einführung des Wassers ist hier noch leichter zu bewerkstelligen als bei mittelschlächtigen Rädern. Um die Schützenmündung möglichst nahe an das Rad legen zu können, wendet man ein geneigtes Schutzbrett S, Fig. 239, an, dessen untere Kante noch abgerundet wird, um die partielle Contraction des Wasserstrahles zu verhindern.

86. **Unterschlächtige Kropfräder.** Jedenfalls ist die Leistung unterschlächtiger Kropfräder noch kleiner als die mittelschlächtiger, wo das Druckgefälle immer ein größeres ist. Der Grund hiervon ist leicht zu ermessen, da bei der Wirkung des Wassers durch den Stoß mindestens die Hälfte der disponiblen Leistung verloren geht, während bei der Druckwirkung durch das Entweichen des Wassers im schädlichen Raume höchstens $\frac{1}{4}$ an der zu Gebote stehenden Leistung verloren wird. Die hierüber angestellten Versuche haben dies auch zur Genüge bewiesen. Das eine Rad, an welchem Morin Versuche angestellt hat, war 6 m hoch und 1,6 m breit und hatte 36 radial gestellte Schaufeln. Das Schutzbrett war $34\frac{1}{2}$° gegen den Horizont geneigt und die Mündung unter demselben stand noch 0,78 m vom Anfange des Kropfgerinnes ab. Das Totalgefälle betrug im Mittel 1,9 m, die Druckhöhe vor der Ausflußmündung im Mittel 1,4 m, es war demnach das Druckgefälle ungefähr 0,5 m. Die Umfangsgeschwindigkeit v des Rades war 2 bis 4 m, und die Geschwindigkeit c des eintretenden Wassers 5 bis $5\frac{1}{2}$ m. So lange $\frac{v}{c}$ den Werth $= 0,63$ nicht übertraf, ergab sich der Wirkungsgrad im Mittel $\eta = 0,41$, wenn aber $\frac{v}{c}$ zwischen den Grenzen 0,5 und 0,8 lag, so stellte sich η im Mittel nur zu 0,33 heraus. Wenn die schon früher gebrauchten Bezeichnungen c, v, Q und h auch hier gelten, so hat man hiernach für die Leistung dieses Rades, ohne Rücksicht auf Zapfenreibung, im ersten Falle:

$$Pv = 0{,}74\left(\frac{c-v}{g}\,v + h_2\right) Q\gamma,$$

und im zweiten:

$$Pv = 0{,}60 \left(\frac{c - v}{g} v + h_2\right) Q\gamma.$$

Das zweite Rad, mit welchem Morin noch Versuche angestellt hat, war beinahe 4 m hoch, ungefähr 0,8 m weit, 0,3 m tief und hatte nur 24 Schaufeln. Das Wasser floß aus der Mündung eines verticalen Schutzbrettes, und gelangte von da durch ein 0,8 m langes horizontales Gerinne bis zum Rade. Dieses Gerinne sowie der Kropf war von Quadersteinen, und es hatte der schädliche Raum nur 0,005 m Weite. Das Gefälle betrug im Mittel 0,78 bis 1 m, die Druckhöhe des Wassers hinter der Schütze aber war 0,15 bis 0,45 m. Die Versuche wurden bei sehr verschiedenen Umfangsgeschwindigkeiten des Rades angestellt, bei sehr kleinen Geschwindigkeiten war der Wirkungsgrad auch sehr klein, bei der mittleren Geschwindigkeit von 1,5 m aber war er am größten, und wenn dann die Geschwindigkeit des eintretenden Wassers hiervon nicht viel verschieden war, so stellte sich der größte Wirkungsgrad 0,49 heraus Für die Geschwindigkeitsverhältnisse innerhalb der Grenzen $\frac{v}{c} = {}^1/_4$ und $\frac{v}{c} = {}^2/_4$ hat sich im Mittel genau wie beim vorigen Rade herausgestellt, daß auch hier die Formel

$$Pv = 0{,}74 \left(\frac{c - v}{g} v + h_2\right) Q\gamma$$

gilt.

Morin macht nun mit den Resultaten seiner Versuche an Kropfrädern überhaupt folgende Zusammenstellung. Für diese Räder läßt sich setzen:

$\eta = 0{,}40$ bis $0{,}45$, wenn $h_2 = {}^1/_4\, h$,
$\eta = 0{,}42$ bis $0{,}49$, wenn $h_2 = {}^2/_5\, h$,
$\eta = 0{,}47$, wenn $h_2 = {}^2/_3\, h$ und
$\eta = 0{,}55$, wenn $h_2 = {}^3/_4\, h$ ist.

Beispiel. Man soll die Leistung eines unterschlächtigen Kropfrades von 5 m Höhe angeben, welches in der Minute 8 Umdrehungen macht, ein Gefälle von 1,25 m und ein Wasserquantum von 0,6 cbm benutzt. Die Umfangsgeschwindigkeit ist

$$v = \frac{\pi n a}{30} = \frac{3{,}14 \,.\, 8 \,.\, 2{,}5}{30} = 2{,}094 \text{ m};$$

und wenn nun die Wassergeschwindigkeit zu 4 m angenommen wird, so hat man die Druckhöhe des Wassers vor dem Schutzbrette, oder das sogenannte Stoßgefälle

$$1{,}1 \frac{c^2}{2g} = 1{,}1 \,.\, 0{,}051 \,.\, 4^2 = 0{,}898 \text{ m},$$

daher bleibt für Druckgefälle $h_2 = 1{,}25 - 0{,}898 = 0{,}352$ m übrig, und es ist nun die theoretische Leistung:

$$L = [0{,}102\ (4 - 2{,}094)\ 2{,}094 + 0{,}352]\ 600 = 458 \text{ mkg}.$$

Nun hat man aber hier h_2 nur:

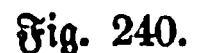
$$\frac{0{,}352}{1{,}25}\, h = 0{,}28,$$

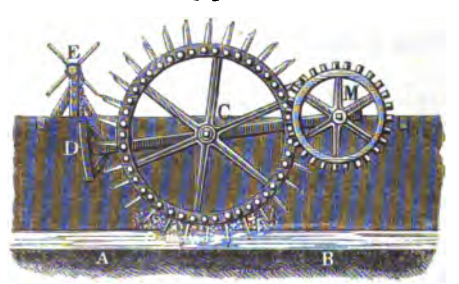
daher möchte der Coefficient η nur 0,42 zu setzen, also die Leistung

$$L = 0{,}42 \,.\, 458 = 192 \text{ mkg} = 2^1/_2 \text{ Pferdekräfte}$$

anzunehmen, und hiervon selbst noch die Arbeit der Zapfenreibung abzuziehen sein.

§. 87. **Räder im Schnurgerinne.** Die schwächsten Leistungen liefern die unterschlächtigen Räder im Schnurgerinne, weil dieselben nur durch den Wasserstoß in Umdrehung gesetzt werden, und weil sie überdies noch ein bedeutendes Wasserquantum unbenutzt fortgehen lassen. Sie kommen nur bei unbedeutenden Gefällen von etwa 1 m vor, weil hier die Anwendung eines Kropfes noch keine wesentlichen Vortheile gewährt. Wegen ihrer geringen Leistung ersetzt man sie gern durch Ponceleträder, oder durch Turbinen, wovon in der Folge die Rede sein wird. Man giebt diesen Rädern nur 4 bis 8 m Höhe, und versieht sie mit 24 bis 48, meist radial oder unten wenig nach der Schütze zu schräg gestellten Schaufeln.

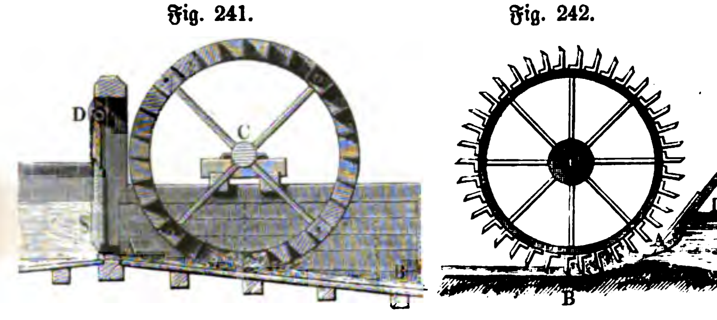

Fig. 240.



Die Schaufeln müssen dreimal so breit gemacht werden, als der ankommende Wasserstrahl dick ist, weil das Wasser nach vollbrachtem Stoße mit dem Rade eine Geschwindigkeit annimmt, die bei der größten Wirkung 35 bis 40 Procent der Geschwindigkeit des Wassers vor dem Stoße ist, daher der fortfließende Wasserstrom $2^1/_2$ bis 3 mal so dick ist, als der ankommende Wasserstrahl. In der Regel ist der ankommende Wasserstrahl 0,10 bis 0,16 m dick, daher die Höhe des fortgehenden Wassers 0,25 bis 0,48 m, und die nöthige Schaufelbreite, damit das Wasser nicht nach innen überfließe, 0,3 bis 0,5 m. Das Schnurgerinne, in welchem ein gemeines unterschlächtiges Rad hängt, ist entweder horizontal, wie *AB*, Fig. 240, oder geneigt, wie *AB*, Fig. 241. Damit so wenig wie möglich Wasser unbenutzt durchgehe, darf der Zwischenraum zwischen Rad und Gerinne nur 25 bis 50 mm, besser soll er aber noch weniger betragen. Aus demselben Grunde ist es auch besser, wenn man, wie Fig. 242 vor Augen führt, eine schwache Krümmung in das Gerinne legt, und wenn man das Rad eng schaufelt, so daß immer 4 bis 5 Schaufeln in das Wasser eingetaucht sind. Die Spannschütze legt man gern schief, um die Ausflußmündung der Eintrittsmündung

möglichst nahe zu bringen und die Contraction des Wasserstrahles möglichst zu beseitigen. Unter dem Rade bringt man häufig einen Abfall an, weil hier ein Rückstau des Wassers bis zum Rade den Gang des Rades sehr stören oder ganz verhindern kann. Auch wendet man in solchen Fällen noch besondere Vorrichtungen zum Heben oder Senken des Rades und nach Befinden auch des Gerinnes an. Man nennt diese Vorrichtung Pansterzeuge, und unterscheidet in den Werken über Mühlenbaukunst Stock- und Ziehpanster. Bei den ersteren wird das Angewelle (Angewäge) durch Hebeladen (s. Thl. III, 2), bei den zweiten aber durch Ketten u. s. w. gehoben oder gesenkt. Wenn dabei die Hebung des Rades nicht vertical, sondern concentrisch zu der Axe der vom Wasserrade betriebenen Transmissionswelle geschieht, um durch das Heben den Eingriff der Räder nicht zu stören, so heißt ein solches Pansterzeug auch wohl Kniepanster.

Fig. 241. Fig. 242.



Ein solches ist in Fig. 240 dargestellt. Zwei um die Transmissionswelle M drehbare Hebel MD tragen die beiden Lager C des Wasserrades und können mit Hülfe von Ketten und des Kreuzhaspels E entsprechend gesenkt und gehoben werden. Um diese unvollkommenen und schwerfälligen Vorrichtungen nicht nöthig zu haben, wendet man in neuerer Zeit bei veränderlichem Wasserstande lieber Turbinen statt unterschlächtiger Wasserräder an, um so mehr, da jene auch mehr Leistung geben, als diese Räder.

Wasserverlust im Schnurgerinne. Ist c die Geschwindigkeit des Wassers und v die Umfangsgeschwindigkeit des Rades, so hat man für die Leistung eines unterschlächtigen Rades im Schnurgerinne die theoretische Formel: §. 88.

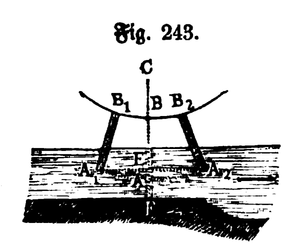
$$Pv = \frac{c - v}{g} v Q_1 \gamma \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

und also die Umdrehungskraft:

$$P = \frac{c - v}{g} Q_1 \gamma = 102\,(c - v)\, Q_1 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

(s. Thl. I). Hier bezeichnet allerdings Q_1 das wirklich zum Stoße gelangende Wasserquantum; es ist daher noch zu untersuchen, in welchem Verhältnisse dasselbe zum ganzen Aufschlagsquantum steht. Der Wasserverlust bei einem Schnurgerinne ist ein doppelter. Erstens geht Wasser unbenutzt durch den Zwischenraum zwischen Rad und Gerinne hindurch, und zweitens findet ein Wasserverlust dadurch statt, daß gewisse, namentlich tiefere Wasserelemente, gar nicht zum Stoße gegen die vorausgehende Schaufel gelangen.

Fig. 243.



Betrachten wir zunächst den Wasserverlust durch den Spielraum unter dem Radtiefsten. Die Höhe des Spielraumes unter dem Rade ist veränderlich; steht die Schaufel AB, Fig. 243, im tiefsten Punkte, so ist diese Höhe dem kürzesten Abstande $AF = \sigma$ des Rades vom Gerinne gleich, stehen aber zwei benachbarte Schaufeln $A_1 B_1$ und $A_2 B_2$ um gleichviel vom Tiefsten F ab, so ist die Höhe EF des schädlichen Raumes am größten. Setzen wir den Radhalbmesser $CA = a$, und die Schaufelzahl des Rades $= z$, so haben wir die halbe Entfernung $EA_1 = EA_2$ je zweier Schaufeln von einander:

$$EA_1 = \frac{2\pi a}{2z} = \frac{\pi a}{z},$$

und daher die Bogenhöhe:

$$EA \text{ annähernd} = \frac{\overline{EA_1}^2}{2a} = \left(\frac{\pi}{z}\right)^2 \frac{a}{2};$$

es stellt sich folglich die größte Höhe des schädlichen Raumes

$$EF = \sigma + \left(\frac{\pi}{z}\right)^2 \frac{a}{2} \quad \cdots\cdots\cdots \quad (3)$$

heraus, und es läßt sich sonach der mittlere Werth desselben

$$= \sigma + \left(\frac{\pi}{z}\right)^2 \frac{a}{4} \quad \cdots\cdots\cdots \quad (3^a)$$

setzen. Multipliciren wir hiermit die ganze Gerinneweite e_1, so erhalten wir den Querschnitt des schädlichen Raumes:

$$= e_1 \left[\sigma + \left(\frac{\pi}{z}\right)^2 \frac{a}{4}\right] \quad \cdots\cdots\cdots \quad (4)$$

und es ist nur noch die Geschwindigkeit w zu ermitteln, mit welcher das Wasser durch denselben entweicht. Steht die Oberfläche des Unterwassers in gleichem Niveau mit der Oberfläche des ankommenden Strahles, so kann das Wasser ungehindert mit der Geschwindigkeit c durch EF hindurchgehen, und es ist daher die unter dem Rade unbenutzt hinwegfließende Wassermenge:

$$Q_2 = \left[\sigma + \left(\frac{\pi}{2z}\right)^2 a\right] e_1 c \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

Steht aber die Oberfläche des Unterwassers höher als die des anstoßenden, welcher Fall allemal eintritt, wenn das Abzugsgerinne AB, Fig. 244,

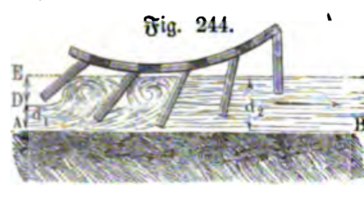


Fig. 244.

unter oder nahe hinter dem Rade keinen Abfall hat, so ist die Geschwindigkeit des entweichenden Wassers kleiner, weil hier ein Gegendruck vom Unterwasser dem Ausströmen entgegenwirkt. Setzt man die Strahldicke $AD = d_1$ und die Höhe AE des abfließenden Wassers gleich d_2, so ist aus bekannten Gründen $d_1 c = d_2 v$, und daher

$$d_2 = \frac{d_1 c}{v},$$

sowie der Niveauabstand

$$d_2 - d_1 = \frac{c - v}{v} d_1.$$

Hiernach folgt für diesen Fall die Geschwindigkeit des durch den Spielraum unter dem Rade entweichenden Wassers:

$$w = \sqrt{c^2 - 2g \frac{c - v}{v} d_1},$$

also der Wasserverlust:

$$Q_2 = e_1 \left[\sigma + \left(\frac{\pi}{2z}\right)^2 a\right] \sqrt{c^2 - 2g \frac{c - v}{v} d_1} \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

Dieser Ausdruck ist jedoch, wie der obere, noch mit einem Ausflußcoefficienten μ zu multipliciren, der wie beim Kropfrade, gleich 0,7 gesetzt werden kann. Noch etwas Wasser fließt durch den Spielraum von der Breite σ_1 zur Seite der Radkränze ab. Der Querschnitt des Wassers, welches auf diese Weise verloren geht, ist $d_1 \sigma_1$ zu setzen, und daher für den ersten Fall diese Abflußmenge:

$$Q_3 = 2 \mu d_1 \sigma_1 c \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

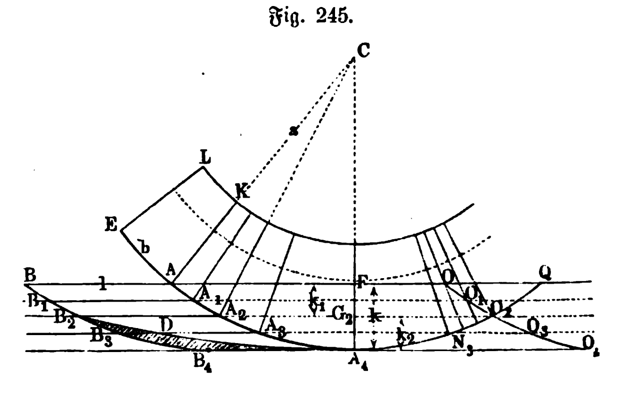
im zweiten aber:

$$Q_3 = 2 \mu d_1 \sigma_1 \sqrt{c^2 - 2g \frac{c - v}{v} d_1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8)$$

Das Wasserquantum, welches zwischen den Schaufeln durchgeht, ohne zum Stoße zu gelangen, läßt sich, wenn auch nur annähernd, nach Gerstner auf folgende Weise ermitteln. Aus der Entfernung $AE = b$, Fig. 245, je zweier Schaufeln von einander ergiebt sich mit Hülfe der Geschwindigkeiten c und v des Wassers und des Rades, die Länge

$AB = A_1 B_1 = A_2 B_2$ u. s. w. derjenigen Wasserfäden, welche in dem Zwischenraume zwischen je zwei Schaufeln Platz finden, $l = \frac{c}{v} b$. Wenn nun von dem Wasserfaden AB das erste Element A die Schaufel AK in

Fig. 245.



A trifft, so wird das letzte Element B desselben diese in einem Punkte O treffen, dessen Entfernung AO von A bestimmt ist durch die Gleichung:

$$\frac{AO}{v} = \frac{BO}{c}, \text{ oder } \frac{AO}{v} = \frac{AO}{c} + \frac{BA}{c},$$

es folgt hiernach:

$$AO = \frac{v}{c - v} BA = \frac{vl}{c - v} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

ebenso ist für tiefere Wasserfäden:

$$A_1 O_1 = A_2 O_2 = AO = \frac{vl}{c - v}.$$

Das letzte Element B_2 des Wasserfadens $A_2 B_2$ trifft allerdings noch die Schaufel, dagegen das letzte Element B_3 eines tieferen Fadens $A_3 B_3$ würde die Schaufel erst in O_3 erreichen, wo sich dieselbe in Folge ihrer Kreisbewegung aus der Bewegungsrichtung des Fadens $A_3 B_3$ herausgezogen hat; es kann also dieses Element nicht zum Stoße gelangen. Aber nicht allein B_3, sondern ein ganzer Theil $B_3 D$ des Wasserfadens $A_3 B_3$ kommt nicht zum Stoße, weil erst das Element D die Schaufel in N_3 erreicht. Die Länge $A_3 D$ desjenigen Theiles vom Wasserfaden $A_3 B_3$, welcher noch zum Stoße gelangt, ist bestimmt durch Umkehrung der obigen Formel, indem man setzt:

$$A_3 D = \frac{c - v}{v} A_3 N_3 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8)$$

Dies gilt für alle Wasserfäden zwischen $A_2 B_2$ und $A_4 B_4$, es ist daher auch der Inbegriff aller zwischen $A_2 B_2 D A_4 A_3 A_2$ liegenden und eine Schaufel stoßenden Wasserfäden, gleich $\frac{c-v}{v}$ mal der Summe aller Sehnen zwischen $A_2 O_2$ und A_4, d. i. $\frac{c-v}{v}$ mal dem Kreissegment $A_2 O_2 A_4$. Dieses Segment läßt sich aber zu $^2/_3 A_2 O_2 . A_4 G_2 = {}^2/_3 A O . A_4 G_2$ setzen; daher ist denn der Querschnitt der zum Stoße gelangenden Wassermenge

$$A_2 B_2 D A_4 = \frac{c-v}{v} \, {}^2/_3 \, \frac{v l}{c-v} A_4 G_2 = {}^2/_3 \, l . A_4 G_2 \, . \quad . \quad (9)$$

und hiernach das Verhältniß der zum Stoß gelangenden Wassermenge Q_1 zur ganzen Wassermenge Q:

$$\frac{Q_1}{Q} = \frac{\text{Fläche } A B B_2 A_2 + \text{Fläche } A_2 B_2 D A_4}{\text{Fläche } A B B_4 A_4} = \frac{l k_1 + {}^2/_3 l k_2}{l k}$$

$$= 1 - \frac{k_2}{3 k} \quad . \quad . \quad (4)$$

wenn man die Höhen $F G_2$ mit k_1, $G_2 A_4$ mit k_2 und $F A_4$ mit $k = k_1 + k_2$ bezeichnet.

Ist ferner a der Halbmesser CA des Rades, so läßt sich, den Eigenschaften des Kreises zufolge, annähernd:

$$k = \frac{\overline{A F}^2}{2 a} \text{ und } k_2 = \frac{\overline{A_2 G_2}^2}{2 a},$$

folglich

$$\frac{k_2}{k} = \frac{\overline{A_2 G_2}^2}{\overline{A F}^2}$$

setzen.

Nun ist

$$A_2 G_2 = {}^1/_2 A O = {}^1/_2 \frac{v l}{c-v},$$

und

$$A F = {}^1/_2 A Q = {}^1/_2 z_1 b = {}^1/_2 z_1 \frac{v}{c} l,$$

wenn z_1 die Anzahl aller ins Wasser eingetauchten Schaufeln bezeichnet, daher folgt:

$$\frac{k_2}{k} = \frac{A_4 G_2}{A_4 F} = \frac{1}{z_1^2} \left(\frac{c}{c-v}\right)^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (10)$$

und endlich die stoßende oder Arbeit verrichtende Wassermenge:

$$Q_1 = \left[1 - \frac{1}{3 z_1^2} \left(\frac{c}{c-v}\right)^2\right] Q \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (11)$$

Man ersieht hieraus, daß dieser Verlust um so kleiner ausfällt, je größer die Anzahl der eingetauchten Schaufeln, je größer also auch die Zahl z der Schaufeln überhaupt, und, da die Schaufelzahl mit dem Radhalbmesser wächst, je größer die Radhöhe ist.

Beispiel. Wenn ein unterschlächtiges Rad im Schnurgerinne mit 3 Schaufeln ins Wasser eingetaucht ist, und halb so viel Geschwindigkeit hat als das ankommende Wasser, so beträgt bei demselben das Verhältniß der stoßenden Wassermenge zur ankommenden:

$$\frac{Q_1}{Q} = 1 - {}^1/_{27}\left(\frac{1}{{}^1/_2}\right)^2 = 1 - {}^4/_{27} = {}^{23}/_{27} = 0{,}85 \text{ Procent};$$

es gehen also 15 Procent Wasser unbenutzt durch.

Anmerkung. Die obige Untersuchung setzt voraus, daß jedes Wasserelement, nachdem es gegen eine Schaufel gestoßen hat, dem folgenden Platz macht, damit dieses ebenfalls die Schaufel stoßen könne. Da nach dem in Thl. I Vorgetragenen jedes Wasserelement während seines Stoßes oder während seiner Wirkung gegen die Schaufel an dieser in die Höhe steigt, so möchte sich dieser Annahme nichts Wesentliches entgegensetzen lassen.

Wenn das Rad unmittelbar unter dem Fuße A_4 einen Abfall hat, so findet nur vor A_4F ein Stoß statt; deshalb ist dann statt Segment $A_2O_2A_4$ nur dessen Hälfte $= {}^1/_3\, l A_4 G_2$ in Rechnung zu bringen, und

$$Q_1 = \left[1 - \frac{2}{3\,z_1^2}\left(\frac{c}{c-v}\right)^2\right] Q \;.\;.\;.\;.\;.\;.\;. \quad (11^a)$$

zu setzen.

§. 89. **Leistung unterschlächtiger Räder.** Wenn wir nun auf die im Vorstehenden gefundenen Wasserverluste und auch noch auf die Zapfenreibung Rücksicht nehmen, so können wir die effective Leistung eines unterschlächtigen Wasserrades mit ziemlicher Sicherheit bestimmen. Es ist nämlich:

$$L = Pv = \frac{c-v}{g}\, v\,(Q_1 - Q_2)\,\gamma - \varphi\,\frac{r}{a}\,Gv,$$

oder annähernd nach (5) und (11) des vorigen Paragraphen

$$Q_2 = \sigma e c = \frac{\sigma}{d_1}\,Q \text{ und } Q_1 = \left[1 - \frac{1}{3z_1^2}\left(\frac{c}{c-v}\right)^2\right] Q$$

gesetzt,

$$Pv = \frac{c-v}{g}\, v\left[1 - \frac{\sigma}{d_1} - \frac{1}{3\,z_1^2}\left(\frac{c}{c-v}\right)^2\right] Q\gamma - \varphi\,\frac{r}{a}\,Gv \quad (12)$$

In dem Falle, wenn, wie in Fig. 246 abgebildet ist, die Sohle des Abzugsgrabens mit der des Schußgerinnes zusammenfällt, und daher das Wasser nach vollbrachter Wirkung, wo es die Geschwindigkeit v des Rades angenommen hat, mit der Tiefe $AE = d_2 = \frac{c}{v}\, d_1$ fortfließt, findet noch

eine hemmende Rückwirkung des Unterwassers gegen die Radschaufeln statt, deren mechanische Arbeit

$$L_1 = (d_2 - d_1)\, Q\gamma = \frac{c - v}{v}\, d_1\, Q\gamma \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (13)$$

zu setzen ist, da hier die Druckhöhe d_1 in d_2 übergeht.

Dieser Verlust an Arbeit fällt um so größer aus, je größer die Differenz $c - v$ der Geschwindigkeiten und je größer die Dicke $AD = d_1$ des ankommenden Wasserstrahles ist; um auf diese Weise wenig an Leistung zu verlieren, müßte daher das Rad schnell umgehen, und das Wasser in einem breiten und dünnen Strahle zufließen. Wir können indessen diese Arbeit der Reaction nur als relativen Verlust der Wirkung des Rades ansehen, da in Folge dieses Aufsteigens des Wasserspiegels auch das Totalgefälle, von Wasserspiegel zu Wasserspiegel gemessen, um $d_2 - d_1$ und also auch die disponible Arbeit um $(d_2 - d_1)\, Q\gamma$ kleiner wird. Jedenfalls werden wir daher keinen beträchtlichen Fehler begehen, wenn wir bei der Berechnung auf diese Wirkung des Rades nicht Rücksicht nehmen.

Fig. 246.



Es ist nun noch die Frage, bei welchem Verhältnisse $\frac{v}{c}$ der Radgeschwindigkeit zur Wassergeschwindigkeit die Leistung des unterschlächtigen Rades am größten wird? Verhältnißmäßig ist hier der Verlust an Leistung, welchen das Rad durch die Zapfenreibung verliert, klein, man kann daher bei der Ermittelung der vortheilhaftesten Geschwindigkeit die Zapfenreibung unberücksichtigt lassen, und findet aus (12) durch $\frac{\partial L}{\partial v} = 0$:

$$\frac{c - 2v}{g}\left(1 - \frac{\sigma}{d_1}\right) - \frac{c^2}{3 g z_1^2}\, \frac{c - v + v}{(c - v)^2} = 0,$$

wonach man für die vortheilhafteste Geschwindigkeit:

$$v = \frac{c}{2}\left[1 - \frac{c^2}{3 z_1^2 \left(1 - \frac{\sigma}{d_1}\right)(c - v)^2}\right] \quad . \quad . \quad (14)$$

setzen kann.

Man ersieht hieraus, daß die Maximalleistung erlangt wird, wenn die **Umfangsgeschwindigkeit des Rades etwas kleiner als die halbe Wassergeschwindigkeit ist.**

Beispiel. Welche Leistung verspricht ein unterschlächtiges Wasserrad im Schnurgerinne, welches bei 1 m Gefälle ein Aufschlagsquantum Q von 0,6 cbm benutzt? Die theoretische Wassergeschwindigkeit ist:

$$c = \sqrt{2gh} = 4{,}429 \text{ m},$$

die effective Geschwindigkeit des Wassers läßt sich aber gleich 0,95.4,429 = 4,208 m annehmen. Setzen wir die Strahlhöhe $d_1 = 0{,}10$ m, so müssen wir die Mündungsweite

$$e_1 = \frac{Q}{d_1 c} = \frac{0{,}6}{0{,}1\,.\,4{,}208} = 1{,}426 \text{ m}$$

und die Radweite $e = 1{,}47$ m in Anwendung bringen. Rechnen wir nun auf den schädlichen Raum die Weite $\sigma = 18$ mm; so erhalten wir den Verlust des Wassers durch den Spielraum des Rades im Gerinne:

$$\frac{\sigma}{d_1} = \frac{18}{100} = 0{,}18.$$

Geben wir ferner dem Rade den Halbmesser $a = 3$ m, so können wir es mit 48 Schaufeln, jede von 0,3 m Breite, ausrüsten, und annehmen, daß vom ganzen Radumfange der Theil

$$\frac{2\sqrt{d_1\,.\,2a}}{2\pi a} = \frac{1}{3{,}14}\sqrt{\frac{2\,.\,0{,}1}{3}} = 0{,}0822,$$

und von den sämmtlichen Radschaufeln = 48 . 0,0822 = 3,95 oder beinahe 4 ins Wasser eingetaucht sind. Hiernach ist nun die vortheilhafteste Radgeschwindigkeit nach (14):

$$v = \frac{4{,}208}{2}\left(1 - \frac{c^2}{3\,.\,16\,.\,(1-0{,}18)\,(c-v)^2}\right)$$
$$= 2{,}104\left[1 - 0{,}025\left(\frac{c}{c-v}\right)^2\right]$$

zu setzen. Sehr leicht findet man hieraus annähernd $v = 0{,}46c$. Bringen wir aber, wegen der Zapfenreibung, $v = 0{,}43\,c$ in Anwendung, so erhalten wir die effective Leistung des Wassers nach (12):

$$L_1 = \frac{0{,}57\,c\,.\,0{,}43\,c}{9{,}81}\left[1 - 0{,}18 - \frac{1}{3\,.\,4\,.\,4}\left(\frac{1}{0{,}57}\right)^2\right] 600$$
$$= 0{,}0245\,.\,4{,}208^2\,.\,0{,}756\,.\,600 = 196{,}7 \text{ mkg}.$$

Wenn noch das Gewicht des Rades 3600 kg und der Durchmesser seiner Zapfen 90 mm beträgt, so erhält man bei einem Reibungscoefficienten $\varphi = 0{,}1$ den Arbeitsverlust der Zapfenreibung:

$$L_2 = 0{,}1\,\frac{0{,}045}{3}\,3600\,.\,0{,}43\,.\,4{,}208 = 9{,}7 \text{ mkg},$$

daher die effective Leistung dieses Rades

$$L = 196{,}7 - 9{,}7 = 187 \text{ mkg} = 2{,}5 \text{ Pferdekräfte}$$

und hiernach den Wirkungsgrad:

$$\eta = \frac{187}{0{,}6\,.\,1000\,.\,1} = 0{,}312.$$

§. 90. **Effective Leistungen.** Ueber die Leistungen unterschlächtiger Räder im Schnurgerinne sind nur Versuche an Modellen, und zwar

von de Parcieux, Bossut, Smeaton, Nordwall und Lagerhjelm u. s. w. bekannt. Die vorzüglichsten unter ihnen sind aber die von Smeaton und Bossut. Im Wesentlichen stimmen die Ergebnisse aller dieser Untersuchungen nicht allein unter sich, sondern auch mit der Theorie überein. Die Wirkungen der Räder wurden bei allen diesen Versuchen dadurch ermittelt, daß man durch sie mittelst einer Schnur, welche sich um die Welle des Rades wickelte, Gewichte heben ließ. Smeaton machte seine Versuche (siehe Recherches expériment. sur l'eau et le vent etc.) an einem kleinen Rade von 75 Zoll Umfang, mit vierundzwanzig 4 Zoll langen und 3 Zoll breiten Schaufeln. Das Hauptergebniß, zu welchem er gelangte, ist: der größte Wirkungsgrad eines unterschlächtigen Wasserrades im Schnurgerinne findet bei dem Geschwindigkeitsverhältnisse $\frac{v}{c} = 0,34$ bis 0,52 statt, und beträgt 0,165 bis 0,25. Bossut gebrauchte bei seinen Versuchen ein Rad von 3 Fuß Höhe mit 48 oder 24 oder 12 Schaufeln von 5 Zoll Länge und 4 bis 5 Zoll Breite. Er fand, ganz der Theorie entsprechend, die Wirkung bei 48 Schaufeln größer als bei 24, und bei 24 größer als bei 12; auch folgerte er, daß es zweckmäßig sei, circa 25^0 vom Radumfange oder $^{25}/_{360} . 48 = ^{10}/_3$, also mehr als drei Schaufeln ins Wasser eintauchen zu lassen. Aus den Versuchen Bossut's an dem Rade mit 48 Schaufeln stellt sich ein etwas größerer Wirkungsgrad heraus, als ihn die Smeaton'schen Versuche geben. Gerstner, welcher auch findet, daß die Bossut'schen Versuche mehr mit seiner Theorie übereinstimmen, als die von Smeaton, mißt diese Abweichung dem Umstande bei, daß das Rad von Smeaton eine kleinere Schaufelzahl hatte als das von Bossut, und daß bei demselben auch ein beträchtlicher Rückstau statt fand. Im Mittel läßt sich aus den Versuchen beider Experimentatoren für die effective Leistung eines solchen Rades, ohne Rücksicht auf Zapfenreibung, setzen:

$$L = 0,61 \frac{c - v}{g} v Q \gamma = 62,2 (c - v) v Q \text{ mkg.}$$

Diese Formel ist jedoch, Erfahrungen zufolge, nur dann genügend, wenn der Spielraum 40 mm nicht übertrifft; außerdem hat man Fc statt Q, wo F den Inhalt des ins Wasser getauchten Flächenstücks der Schaufeln bezeichnet, und 0,76 statt 0,61; nach Christian (s. dessen Mécanique industr.) also

$$L = 0,76 F \gamma \frac{c - v}{g} c v = 77,5 (c - v) F c v \text{ mkg}$$

zu setzen.

Uebrigens läßt sich auch aus allen diesen Versuchen folgern, daß die größte Wirkung, wie auch die Theorie giebt, bei dem Geschwindigkeitsverhältnisse

$\frac{v}{c} = 0{,}4$ stattfindet, daß aber bei großen Geschwindigkeiten dieses Verhältniß etwas kleiner, und bei großen Wassermengen etwas größer ausfällt.

In Schweden angestellte Versuche an Modellrädern, eins von 3 und eins von 6 Fuß Durchmesser, jenes mit 72 und dieses mit 144 Schaufeln, werden in dem zweiten Bande des schon oben citirten Werkes von Lagerhjelm, Forselles und Kallstenius beschrieben. Ihnen zufolge stellt sich der Wirkungsgrad eines Rades im Schnurgerinne noch größer, nämlich ohne Rücksicht auf Reibung, 0,3 bis 0,35 heraus, wenn das Geschwindigkeitsverhältniß $\frac{v}{c}$ nahe $1/2$ ist. Da hier die Anzahl der eingetauchten Schaufeln sehr groß war, so läßt sich erwarten, daß hier nur sehr wenig Wasser ohne Wirkung fortging, und es ist daher diese hohe Wirkung des Rades erklärlich und mit der Theorie in guter Uebereinstimmung.

Beispiel. Die empirische Formel $L = 62{,}2\,(c - v)\,Q v$ giebt für den im Beispiele des §. 89 behandelten Falle mit $c = 4{,}208$ m, $v = 0{,}43\ c = 1{,}809$ m und $Q = 0{,}6$ cbm die Leistung des Rades $L = 62{,}2 \,.\, 2{,}399 \,.\, 0{,}6 \,.\, 1{,}809 = 162$ mkg, während dort die theoretische Formel den Werth 199,7 lieferte.

§. 91. **Theilung der Wasserkraft.** Man vertheilt sehr oft eine vorhandene Wasserkraft auf mehrere Räder, nicht allein, weil ein Rad allein zu groß ausfallen würde, sondern auch, und zwar vorzüglich, um die Arbeitsmaschinen unabhängig von einander in Gang setzen zu können, und keine Stellvorrichtungen zum An- und Abschluß mehrerer Arbeitsmaschinen an einer und derselben Kraftmaschine nöthig zu haben. Bei dieser Theilung können zwei Fälle vorkommen, man kann nämlich entweder das Wasser, oder man kann das Gefälle theilen. Im Allgemeinen läßt sich annehmen, daß bei Druckrädern eine Theilung des Wasserquantums und bei Stoßrädern eine Theilung des Gefälles das Zweckmäßigere ist, denn wir haben im Vorhergehenden gesehen, daß der Wirkungsgrad eines höheren oberschlächtigen Rades größer ist, als der eines kleineren oberschlächtigen oder gar mittelschlächtigen Rades, und umgekehrt können wir leicht ermessen, daß der Verlust durch den Stoß des Wassers und der durch den schädlichen Raum kleiner ist bei zwei hinter einander hängenden Rädern als bei zwei neben einander hängenden, weil im ersteren Falle die der verlorenen Wirkung entsprechende Geschwindigkeitshöhe $\frac{(c - v)^2}{2g}$ (s. Thl. I) und das Verhältniß $\frac{\sigma}{d_1}$ des schädlichen Raumes zur Wassertiefe kleiner ist, als im letzteren Falle. Bei mittelschlächtigen Kropfrädern, wo das Wasser durch Druck und Stoß wirkt und wo der Wasserverlust vorzüglich von $\frac{\sigma}{d_1}$ abhängt, ist im Allgemeinen

der Vorzug der einen Theilungsweise vor der anderen unbestimmt, und es muß einer besonderen Untersuchung überlassen bleiben, in jedem speciellen Falle den Vorzug der einen Theilung vor der anderen zu ermitteln. Im Folgenden möge nur noch von der Theilung der Wasserkraft unterschlächtiger Räder im Schnurgerinne die Rede sein.

Denken wir uns zwei Räder hinter einander in einem horizontalen Schnurgerinne hängend, und nehmen wir an, daß das Wasser an dem zweiten Rade mit der Geschwindigkeit v_1 ankomme, mit welcher das erste Rad umgeht. Ist nun noch c die Geschwindigkeit des Wassers beim Eintritte in das erste Rad und v_2 die Geschwindigkeit des zweiten Rades, sowie Q das Aufschlagsquantum für beide Räder und χ eine Erfahrungszahl (62,2), so hat man die Leistungen dieser Räder:

$$L_1 = \chi\,(c - v_1)\,v_1\,Q \text{ und } L_2 = \chi\,(v_1 - v_2)\,v_2\,Q.$$

Sollen nun beide Räder gleich viel leisten, so ist

$$(c - v_1)\,v_1 = (v_1 - v_2)\,v_2$$

zu setzen, und wenn man nun noch, um der Maximalleistung sehr nahe zu kommen, $v_2 = \frac{1}{2}v_1$ annimmt, $(c - v_1)\,v_1 = \frac{1}{4}v_1^2$ oder $c - v_1 = \frac{1}{4}v_1$; hiernach

$$v_1 = \frac{4}{5}\,c \text{ und } v_2 = \frac{2}{5}\,c,$$

und die Leistung beider Räder zusammen:

$$L = L_1 + L_2 = 2\,\chi\,(c - \frac{4}{5}\,c)\,\frac{4}{5}\,c\,Q = \frac{8}{25}\,\chi\,c^2\,Q$$
$$= 0{,}32\,\chi\,c^2\,Q \;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\quad (1)$$

während, wenn man nur ein Rad angewendet hätte, die Leistung

$$L = \frac{1}{4}\,\chi\,c^2\,Q = 0{,}25\,\chi\,c^2\,Q \;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\quad (2)$$

ausgefallen wäre. Hiernach stellt sich also bei der Anwendung zweier Räder ein Arbeitsgewinn von $32 - 25 = 7$ Procent heraus.

Bei Anwendung dreier Räder fiele dieser Gewinn noch größer aus. Für das dritte Rad ließe sich auch

$$L_3 = \chi\,(v_2 - v_3)\,v_3\,Q,$$

setzen, wo v_3 die Umfangsgeschwindigkeit dieses Rades bezeichnet. Machen wir nun wieder $v_3 = \frac{1}{2}\,v_2$, und bedingen wir wieder, daß das eine Rad so viel Leistung geben soll als das andere, so erhalten wir:

$$v_2 = \frac{4}{5}\,v_1 \quad\text{und}\quad c - v_1 = \frac{4}{25}\,v_1,$$

daher

$$v_1 = \frac{25}{29}\,c,\quad v_2 = \frac{20}{29}\,c,\quad v_3 = \frac{10}{29}\,c$$

und die Leistungen aller drei Räder zusammen:

$$L = L_1 + L_2 + L_3 = 3\chi\,(c - v_1)\,v_1 Q = 3\chi\,.\,{}^4/_{29}\,.\,{}^{25}/_{29}\,c^2 Q$$
$$= {}^{300}/_{841}\,\chi c^2 Q = 0{,}356\,\chi c^2 Q \;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;. \quad (3)$$

es resultirt also in Hinsicht auf ein einziges Rad ein Arbeitsgewinn von 35,6 — 25 = 10,6 Procent.

Allerdings wird dieser Gewinn durch die größere Zapfenreibung wieder etwas vermindert.

Anmerkung. Wenn wir die Bedingung, daß die Räder in einem Schnurgerinne gleiche Leistung hervorbringen, fallen lassen, so stellt sich der Vortheil der Anwendung mehrerer Räder noch größer heraus. Denken wir uns bei Behandlung dieses Falles den Wasserverlust in einem genau, und längs drei bis vier Schaufeln concentrisch an das Rad anschließenden Schnurgerinne klein genug, um ihn ganz bei Seite setzen zu können. Dann erhalten wir für die Leistung des ersten Rades:

$$L_1 = \frac{c - v_1}{g}\,v_1 Q\gamma,$$

und die des zweiten:

$$L_2 = \frac{v_1 - v_2}{g}\,v_2 Q\gamma,$$

also die Leistung beider Räder zusammen:

$$L = [(c - v_1)\,v_1 + (v_1 - v_2)\,v_2]\,\frac{Q\gamma}{g}.$$

Damit diese ein Maximum werde, ist zunächst $v_2 = {}^1/_2\,v_1$ zu machen, und da sich hiernach

$$L = (c - {}^3/_4\,v_1)\,v_1\,\frac{Q\gamma}{g}$$

herausstellt, wieder ${}^3/_4\,v_1 = {}^1/_2\,c$, also $v_1 = {}^2/_3\,c$ und $v_2 = {}^1/_3\,c$, daher

$$L = ({}^2/_3\,.\,{}^1/_3 + {}^1/_3\,.\,{}^1/_3)\,\frac{Q\,c^2\gamma}{g} = {}^1/_3\,\frac{c^2 Q\gamma}{g} = 0{,}333\,\frac{c^2 Q\gamma}{g},$$

während ein Rad allein nur $0{,}250\,\frac{c^2 Q\gamma}{g}$ und zwei Räder, bei gleicher Wirkung, $0{,}320\,\frac{c^2 Q\gamma}{g}$ geben würden. Bei drei Rädern stellt sich der Vortheil noch größer heraus, hier ist nämlich $v_1 = {}^3/_4\,c$, $v_2 = {}^2/_4\,c$, $v_3 = {}^1/_4\,c$, und daher die Wirkung aller drei Räder zusammen:

$$L = ({}^3/_4\,.\,{}^1/_4 + {}^2/_4\,.\,{}^1/_4 + {}^1/_4\,.\,{}^1/_4)\,\frac{c^2 Q\gamma}{g} = {}^3/_8\,\frac{c^2 Q\gamma}{g} = 0{,}375\,\frac{c^2 Q\gamma}{g},$$

während für ein Rad allein $L = 0{,}250\,\frac{c^2 Q\gamma}{g}$, und für drei Räder von gleicher Wirkung, $L = 0{,}356\,\frac{c^2 Q\gamma}{g}$ ist.

Für vier Räder stellt sich $v_1 = {}^4/_5\,c$, $v_2 = {}^3/_5\,c$, $v_3 = {}^2/_5$, $v_4 = {}^1/_5\,c$, und

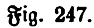
$$L = \frac{(4 + 3 + 2 + 1)}{25}\,.\,\frac{Q\,c^2\gamma}{g} = {}^2/_5\,\frac{Q\,c^2\gamma}{g} = {}^4/_5\,Q h\gamma$$

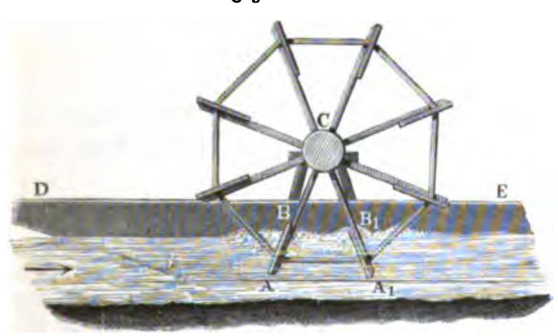
heraus, wenn h die Geschwindigkeitshöhe $\frac{c^2}{2g}$ bezeichnet. Für fünf Räder folgt

$L = \frac{5}{6}\, Q h \gamma$, und für n Räder $L = \frac{n}{n+1}\, Q h \gamma$, also für sehr viele Räder, $L = Q h \gamma$, während ein Rad L doch nur $\frac{1}{2}\, Q h \gamma$ giebt. Bloß vom theoretischen Gesichtspunkte aus betrachtet sieht man hiernach, daß viele Räder hinter einander beinahe das ganze Arbeitsvermögen ($Q h \gamma$) des Wassers in sich aufnehmen, während ein Rad allein nur halb so viel Arbeit ($\frac{1}{2}\, Q h \gamma$) verrichtet, als das Wasser leisten kann.

Mehrere Räder neben einander leisten natürlich zusammen eben so viel als ein einziges.

Schiffmühlenräder. Noch hat man freihängende Räder, welche nicht von einem Gerinne umschlossen sind, sondern in einem weiten Canale oder Flusse hängen, und deshalb nur einen Theil von der Breite des fließenden Wassers einnehmen. Es gehören hierher vorzüglich die sogenannten Schiffmühlenräder, deren Zapfen auf Kähnen oder Schiffen ruhen, die durch §. 92.


Fig. 247.



eingeworfene Anker, angehängte Steine oder am Ufer befestigte Seile festgehalten werden. Zuweilen befindet sich nur das eine Angewelle auf einem Schiffe, während das andere zwischen zwei Säulen am Ufer festgehalten wird. Ruhen beide Zapfen auf Schiffen, so befindet sich die ausübende Maschine ebenfalls auf einem Schiffe, daher der Name Schiffmühle; ruht aber nur der eine Zapfen auf einem Schiffe, so nimmt die ausübende Maschine ihren Platz auf dem Lande ein.

Die Construction der Schiffmühlenräder weicht insofern in der Regel von der anderer Räder ab, als diese Räder oft mit gar keinem Kranze ausgerüstet, und ihre Schaufeln unmittelbar auf den Radarmen befestigt sind. Diese Räder sind nur 4 bis 5 m hoch und haben oft nur sechs Schaufeln; es ist jedoch besser, ihnen zwölf oder mehr Schaufeln zu geben. Die Schaufeln muß man sehr lang und breit machen, damit sie einen großen Wasserstrom aufnehmen, der ohnedies wegen seiner meist nur mäßigen Geschwindigkeit keine große lebendige Kraft besitzt. Die Länge der Schaufeln beträgt

2 bis 6 m und die Breite 0,4 bis 0,6 m. Es ist übrigens zweckmäßig, den Schaufeln nach außen 10 bis 20° Neigung gegen den Strom zu geben, sie mit Leisten einzufassen und nicht viel über die Hälfte ins Wasser eintauchen zu lassen.

Fig. 247 (a. v. S.) zeigt einen Theil einer Schiffmühle; AC ist das mit acht Schaufeln AB, A_1B_1 ... ausgerüstete Schiffmühlenrad und DE der Kahn oder das Schiff, auf welchem das eine Wellenende C ruht. Um das Biegen der Arme zu verhindern, sind dieselben mit einander durch Streben verbunden.

Zuweilen besteht eine Schiffmühle aus zwei Rädern, deren gemeinschaftliche Axe in der Mitte von einem einzigen Schiffe getragen wird.

Die Leistungen der Schiffmühlenräder sind aus doppelten Gründen kleiner als die der Räder, welche in Gerinnen hängen, denn es weicht hier nicht nur ein Theil des Wassers zur Seite der Schaufeln und unter denselben aus, sondern es geht auch hier ein größeres Wasserquantum durch das Rad, ohne zum Stoße zu gelangen, weil die Anzahl der eingetauchten Schaufeln sehr klein, zuweilen sogar nur $1^1/_2$ bis 2 ist.

§. 93. **Leistung freihängender Räder.** Wir können die theoretische Leistung eines freihängenden Wasserrades wie die eines Rades im Gerinne durch die Formel

$$L = Pv = \frac{c - v}{g} vcF\gamma$$

ausdrücken, wenn wieder c und v die Geschwindigkeiten des Wassers und Rades, sowie F den Inhalt des eingetauchten Theiles einer Schaufelfläche (ohne Rücksicht auf die Aufstauung vor derselben) bezeichnet. Wegen der Wasserverluste müssen wir aber diesen Ausdruck noch durch einen Coefficienten multipliciren, dessen Werth wir nach Gerstner wenigstens theilweise bestimmen können. Ist die Zahl z_1 der eingetauchten Schaufeln nicht sehr klein, so haben wir auch hier wie bei den unterschlächtigen Rädern das wirklich zum Stoße gelangende Wasserquantum nach (11) in §. 88:

$$Q_1 = \left(1 - \frac{c^2}{3\, z_1^2\, (c - v)^2}\right) Q;$$

ist sie aber klein, so trifft vielleicht schon der oberste Wasserfaden AB einer Zelle AD, Fig. 248, nicht vollständig die Schaufel AK vor ihm, es ist vielmehr nur ein Theil AN desselben, welcher noch zum Stoße gelangt. In diesem Falle findet ein Wasserverlust bei allen Wasserfäden statt, und es ist das Verhältniß des stoßenden Wasserquantums zum ankommenden:

$$\frac{Q_1}{Q} = \frac{\text{Fläche } ANN_1FA_1}{\text{Fläche } ABB_2FA_1},$$

oder, da nach §. 88, Fläche $ANN_1FA_1 = \frac{c-v}{v}$ mal Segment AOF ist,

$$\frac{Q_1}{Q} = \frac{{}^2/_3 \frac{c-v}{v} AO}{AB} = {}^2/_3 \frac{c-v}{v} \frac{z_1 AD}{\frac{c}{v} AD} = \frac{2\,z_1}{3} \frac{c-v}{c}.$$

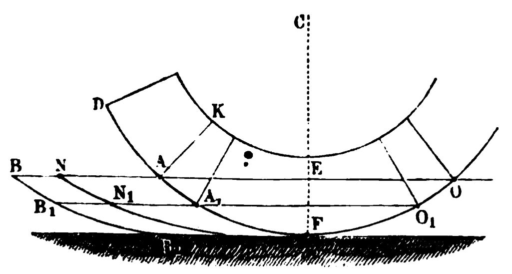
Es ist also in diesem Falle die Leistung des Wasserrades:

$$\text{I.}\quad L = \frac{c-v}{g} v \frac{2\,z_1}{3} \frac{c-v}{c} Q\gamma = \frac{2\,z_1}{3} \frac{(c-v)^2 v}{g c} Q\gamma$$
$$= {}^2/_3 z_1 \frac{(c-v)^2}{g} v F\gamma.$$

Die größte Leistung findet hiernach für $v = {}^1/_3 c$ statt, und beträgt:

$$L = {}^2/_3 z_1 \; {}^4/_{27} \frac{c^3}{g} F\gamma = \frac{8\,z_1}{81} \frac{c^3}{g} F\gamma.$$

Fig. 248.



Setzt man noch $Fc = Q$, so erhält man:

$$L = \frac{8\,z_1}{81} \frac{c^2}{g} Q\gamma = \frac{16\,z_1}{81} \frac{c^2}{2g} Q\gamma,$$

und daher den Wirkungsgrad:

$$\eta = \frac{16\,z_1}{81},$$

z. B. für $z_1 = {}^3/_2$:

$$\eta = {}^{24}/_{81} = 0{,}296.$$

Die obige Formel I. findet jedoch keine Anwendung, wenn die Zahl der Schaufeln beträchtlich ist, denn sie setzt voraus, daß $AN < AB$, also:

$$\frac{c-v}{v} AO < AB \text{ oder } \frac{c-v}{v} < \frac{\frac{c}{v} AD}{z_1 AD},$$

d. i.

$$z_1 < \frac{c}{c - v}$$

sei. Ist nun z. B. $v = \frac{1}{3}c$, so erhält man zur Bedingung, daß $z_1 < \frac{3}{2}$ sei, ist aber $v = \frac{1}{2}c$, so folgt die Bedingung $z_1 < 2$ u. s. w. Es tritt also in dem Falle, wenn zwei oder mehr Schaufeln unter das Wasser tauchen, der eben abgehandelte Fall nicht ein, und es gilt dann die Formel für Räder im Gerinne auch hier, nämlich:

$$\text{II.}\quad L = \left(1 - \frac{c^2}{3\,z_1^2\,(c - v)^2}\right)\frac{c - v}{g}\,v\,c\,F\gamma.$$

Uebrigens läßt sich die Zahl z_1 der eingetauchten Schaufeln aus der Anzahl z aller Schaufeln leicht berechnen, wenn man den Radhalbmesser a und die Tiefe $EF = e_1$ der Eintauchung giebt, es ist nämlich:

$$\frac{z_1}{z} = \frac{AO}{2\pi a},$$

oder, da sich $AO = 2AE = 2\sqrt{2ae_1}$ setzen läßt,

$$\frac{z_1}{z} = \frac{\sqrt{2ae_1}}{\pi a} = 0{,}45\sqrt{\frac{e_1}{a}}.$$

Beispiel. Welche Leistung verspricht ein Schiffmühlenrad von 5 m Höhe und mit acht 4 m langen Schaufeln, welche 0,35 m tief ins Wasser tauchen, wenn letzteres mit 1,5 m Geschwindigkeit anstößt? Wir haben hier:

$$\frac{z_1}{z} = 0{,}45\sqrt{\frac{0{,}35}{2{,}5}} = 0{,}45\,.\,0{,}374 = 0{,}168,$$

daher:

$$z_1 = 0{,}168\,.\,8 = 1{,}34,$$

und folglich die Formel:

$$L = \frac{2}{3}\,z_1\,\frac{(c - v)^2\,v\,F\gamma}{g}$$

in Anwendung zu bringen. Lassen wir nun das Rad mit 0,6 m Geschwindigkeit umgehen, so erhalten wir die in Frage stehende Leistung:

$$L = \frac{2}{3}\,1{,}34\,\frac{0{,}9^2\,.\,0{,}6}{9{,}81}\,4\,.\,0{,}35\,.\,1000 = 62{,}0 \text{ mkg.}$$

Giebt man diesem Rade 16 Schaufeln, um eine größere Leistung zu gewinnen, so hat man $z_1 = 2{,}68$, und daher nach der Formel II.:

$$L = \left(1 - \frac{1{,}5^2}{3\,.\,2{,}68^2\,.\,0{,}9^2}\right)\frac{0{,}9}{9{,}81}\,1{,}5\,.\,0{,}6\,.\,4\,.\,0{,}35\,.\,1000 = 100{,}7 \text{ mkg.}$$

§. 94. **Versuche mit freihängenden Rädern.** Versuche über die Leistungen der Wasserräder im unbegrenzten Strome sind von Deparcieux, Bossut und Poncelet angestellt worden. Am ausgedehntesten sind die allerdings nur an einem Modellrade vorgenommenen Versuche von Bossut. Dieses Rad hatte eine Höhe von 0,975 m und enthielt 24 Schaufeln von

0,135 m Länge, welche 0,108 m tief in dem Wasser gingen, das eine Geschwindigkeit von 1,854 m besaß. Aus den Resultaten der Versuche berechnet sich der Coefficient, womit der Ausdruck

$$L = \frac{(c - v)^2}{g} \, v F \gamma$$

zu multipliciren ist, um die effective Leistung zu geben, $\chi = 1{,}37$ bis 1,79, dagegen der Coefficient, womit der Ausdruck

$$L = \frac{c - v}{g} \, v c F \gamma$$

zu multipliciren ist, um die effective Leistung zu erhalten, $\chi = 0{,}877$ bis 0,706 (s. d'Aubuisson's Hydraulik, §. 352). Die Grenzwerthe des letzteren Coefficienten sind einander etwas näher als die des ersteren, da aber die Zahl der Radschaufeln 24 betrug, so ist es auch nicht anders zu erwarten, denn es findet hier jedenfalls die Formel II. des vorigen Paragraphen,

$$L = \left(1 - \frac{c^2}{3 z_1^2 (c - v)^2}\right) \frac{c - v}{g} \, v c F \gamma,$$

ihre Anwendung. In der Regel wird man die Schaufelzahl so groß machen, daß immer mindestens zwei Schaufeln ins Wasser tauchen, und daher die letzte Formel mit dem mittleren Coefficienten $\chi = 0{,}8$ anwenden, also

$$L = 0{,}8 \, \frac{c - v}{g} \, v c F \gamma = 81{,}5 \, (c - v) \, c v F \text{ mkg}$$

setzen können.

Hiermit stimmen auch die Beobachtungen von Poncelet, welche derselbe an drei Rädern in der Rhone angestellt hat, überein. Diese Räder hatten $2^1/_2$ bis $2^2/_3$ m lange Schaufeln, welche $^2/_3$ bis $^3/_4$ m tief im Wasser gingen, das $1^1/_5$ bis 2 m Geschwindigkeit besaß. Auch führt Poncelet noch eine Beobachtung von Boistard und eine andere von Christian an, welche beide gut hiermit übereinstimmen.

Nach den Versuchen von Bossut findet, ganz in Uebereinstimmung mit der Theorie, die größte Wirkung statt, wenn das Rad mit der Geschwindigkeit $v = 0{,}4\,c$ umgeht; auch hat Poncelet gefunden, daß bei den soeben besprochenen Rädern in der Rhone das vortheilhafteste Geschwindigkeitsverhältniß $\frac{v}{c} = 0{,}4$ war.

Wenn wir in der obigen Formel $v = 0{,}4\,c$ einsetzen, so bekommen wir die effective Leistung:

$$L = 0{,}8 \, \frac{0{,}6 \,.\, 0{,}4\, c^3}{g} \, F \gamma = 0{,}192 \, \frac{c^3}{g} \, F \gamma = 0{,}384 \, \frac{c^2}{2 g} \, Q \gamma,$$

und also den Wirkungsgrad:

$$\eta = 0{,}384.$$

Die Versuche Deparcieux's waren besonders darauf gerichtet, die vortheilhafteste Stellung der Schaufeln zu finden; aus ihnen folgt, wie aus denen von Bossut, daß eine Neigung von 60° gegen den Strom die vortheilhafteste ist.

Anmerkung. Es ist lange in Zweifel gezogen worden, welche von den Formeln

$$L = \frac{\chi\,(c-v)^2}{g}\, v F \gamma \quad \text{oder} \quad L = \frac{\chi_1\,(c-v)}{g}\, v c F \gamma$$

die richtigere sei; man hat jene die Parent'sche und diese die Borda'sche genannt. Wenn nun auch bei einem Rade im unbegrenzten Wasser nicht alles Wasser, welches gegen die Schaufeln anrückt, nach dem Stoße die Geschwindigkeit der Schaufeln annimmt, da dem Wasser Gelegenheit zum Entweichen am Umfange gegeben wird, so läßt sich doch bei dem großen Inhalte einer Schaufelfläche erwarten, daß wenigstens der größere Theil des Wassers bei dem Stoße gegen die Schaufel die Geschwindigkeit derselben annimmt, und aus diesem Grunde ist die größere Uebereinstimmung der Erfahrung mit der Borda'schen Formel erklärlich. Die in §. 93 entwickelte Gerstner'sche Formel (I) stimmt mit der Parent'schen natürlich in der Form zusammen, denn die Parent'sche Formel ist ohne Coefficienten

$$L = \frac{(c-v)^2}{2g}\, v F \gamma,$$

und unter der Voraussetzung entwickelt, daß der Stoß durch die der relativen Geschwindigkeit $c - v$ entsprechende Geschwindigkeitshöhe gemessen werde. (Vergleiche Thl. I, wo die Stoßkraft zu $1{,}86\,\frac{c^2}{2g} F\gamma$ angegeben wird, wenn $v = 0$ ist.)

Beispiel. Für das Schiffmühlenrad, welches wir schon im Beispiele des vorigen Paragraphen behandelt haben, ist $c = 1{,}5$, $v = 0{,}6$, $F = 4 . 0{,}35 = 1{,}4$, daher die effective Leistung nach Poncelet:

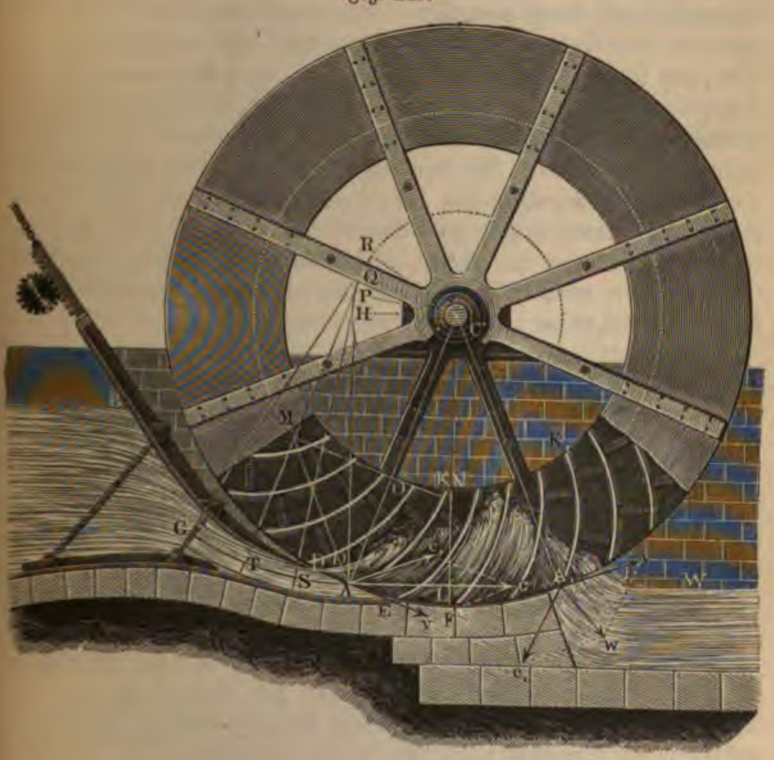
$$L = 0{,}8\,\frac{1{,}5 - 0{,}6}{9{,}81}\,0{,}6 . 1{,}5 . 1{,}4 . 1000 = 92{,}5 \text{ mkg},$$

während wir durch die theoretische Formel ein Mal bei 8 Schaufeln, 62,0 und ein zweites Mal bei 16 Schaufeln 100,7 mkg gefunden haben.

§. 95. Ponceleträder. Wenn man die Schaufeln unterschlächtiger Räder so krümmt, daß der eintretende Wasserstrahl an der hohlen Seite derselben hinströmen und dadurch gegen dieselbe drücken kann, ohne einen Stoß hervorzubringen, so erhält man eine größere Leistung, als wenn das Wasser ebene Schaufeln mehr oder weniger rechtwinkelig stößt. Solche Räder mit krummen Schaufeln heißen nach ihrem Erfinder Poncelet'sche oder

Ponceleträder. Sie sind besonders bei kleinen Gefällen (unter 2 m) von großem Nutzen, weil sie mehr leisten, als unterschlächtige Räder mit oder ohne Kropf. Bei größerem Gefälle werden sie jedoch von den mittelschlächtigen Kropfrädern in der Leistung übertroffen; auch ist, wie wir weiter unten sehen werden, in diesem Falle ihre Construction eine schwierigere, weshalb man sie bei Gefällen über 2 m nicht gern anwendet. Poncelet behandelt diese Räder in der besonderen Schrift: Mémoire sur les roues

Fig. 249.



hydrauliques à aubes courbes, mues par-dessous, Metz 1827, ausführlich. Ihre Einrichtung ist aus Fig. 249 zu ersehen, welche die untere Hälfte eines solchen Rades vorstellt. Man sieht in C die Axe und in AK, A_1K_1 u. s. w. Schaufeln des Rades; BD ist das geneigte Schutzbrett und TA der eintretende und an den Schaufeln AK und A_1K_1 hinauf- und herabsteigende Wasserstrahl, sowie W die Oberfläche des Unterwassers. Damit fast alles Wasser zur Wirkung gelange, muß dem Rade nur ein sehr enger Spielraum in dem Gerinne gelassen werden, und um die partielle

Contraction zu verhindern, wird die untere Kante des Schutzbrettes unten abgerundet. Damit ferner so wenig wie möglich lebendige Kraft durch die Reibung des Wassers im Zuflußgerinne verloren gehe, wird die Mündung ganz nahe an das Rad gerückt und das Brett gegen den Horizont geneigt; auch erhält wohl das Vorgerinne $^1/_{10}$ bis $^1/_{15}$ Neigung, um dadurch den Verlust durch Wasserreibung in demselben wieder auszugleichen. In der Regel umgiebt man das Rad mit einem kreisförmigen Kropfe, welcher sich wenigstens auf zwei Schaufeltheilungen erstreckt, und damit das Rad nicht im Unterwasser wate, bringt man hinter diesem Kropfe einen Abfall von 0,15 m Höhe an, und erweitert zu diesem Zwecke auch wohl den Abzugsgraben. Man baut Ponceleträder von 3 bis 6 m Höhe und giebt ihnen 32 bis 48 Schaufeln von Blech oder Holz. Die hölzernen Schaufeln sind aus Dauben zusammenzusetzen wie eine Tonne, und außen zuzuschärfen oder mit einer Blechkante auszurüsten. Viel zweckmäßiger sind jedoch die Blechschaufeln. Die Anwendung von Eisen statt des Holzes ist bei den Ponceleträdern vorzüglich zu empfehlen, weil die gute Wirkung dieser Räder von einer genauen Ausführung wesentlich mit abhängt. Die Schutzöffnung macht man höchstens 0,3 m hoch, in der Regel, namentlich aber bei größeren Gefällen von 1,5 bis 2 m, nur 0,15 m, und noch niedriger.

§. 96. **Theorie der Ponceleträder.** Um eine möglichst große Wirkung von einem Ponceletrade zu erhalten, ist es nöthig, daß das Wasser ohne Stoß in das Rad eintrete. Ist $Ac = c$, Fig. 249, die Geschwindigkeit des eintretenden Wassers und $Av = v$ die Umfangsgeschwindigkeit des Rades, so erhält man in der Seite $Ac_1 = c_1$ des Parallelogramms $Avcc_1$, welches der Seite $Av = v$ und Diagonale $Ac = c$ entspricht, die Größe und Richtung der Geschwindigkeit des Wassers in Hinsicht auf das Rad. Wenn man daher die Schaufel AK tangential an Ac_1 anschließt, so wird das Wasser an ihr, ohne irgend einen Stoß auszuüben, mit der Geschwindigkeit c_1 in die Höhe zu steigen anfangen. Setzt man den Winkel cAv, um welchen die Richtung des ankommenden Wassers von dem Radumfange oder der Tangente Av abweicht, gleich α, so hat man die relative Anfangsgeschwindigkeit des an den Schaufeln in die Höhe steigenden Wassers:

$$c_1 = \sqrt{c^2 + v^2 - 2cv\cos\alpha} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

und für den Winkel $vAc_1 = \beta$, um welchen die Richtung der Schaufeln von dem Radumfange oder der Tangente Av abweicht,

$$\sin\beta = \frac{c \sin\alpha}{c_1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

Damit das Wasser nicht bloß in der Mitte A der Strahldicke, sondern in ganzer Höhe, also auch in D und E unter dem Winkel α in das Rad ein-

trete, muß es dem Rade in einem Kreisevolventenbogen GA zugeführt werden, dessen Grundkreis mit dem Rade einerlei Mittelpunkt C hat, und dessen Erzeugungslinie AH in A auf Ac oder auf der Bewegungsrichtung des Strahles bei seinem Eintritte in das Rad rechtwinkelig steht. Denn zieht man in dem der halben Strahlhöhe gleichen Abstande Aequidistanten zu diesem Evolventenbogen, so sind diese gleiche Evolventenbögen und schneiden den Radumfang in D und E unter demselben Winkel, wie der erstere in A. Um die der Axe des eintretenden Wasserstrahles entsprechende Evolvente zu construiren, schneide man auf dem Grundkreise beliebige Stücke HP, PQ u. s. w. ab, führe Berührungslinien durch die dadurch bestimmten Punkte P, Q ... und mache diese gleich der ersten Tangente AH plus dem zwischenliegenden Bogenstück HP, HQ u. s. w.

Das Wasser steigt, wie ein fester Körper, an der Schaufel mit abnehmender Geschwindigkeit in die Höhe, während es mit der Schaufel gleichzeitig noch die Umdrehungsgeschwindigkeit v besitzt. Auf einer gewissen Höhe angekommen, hat es seine relative Geschwindigkeit ganz verloren, und es fällt nun auf der Schaufel beschleunigt herab, so daß es zuletzt mit derselben Geschwindigkeit c_1 wieder am äußeren Ende A_1 ankommt, mit welcher es zu steigen anfing. Vereinigt man nun die relative Geschwindigkeit $A_1c_1 = c_1$ des bei A_1 austretenden Wassers mit der Umfangsgeschwindigkeit $A_1v = v$ durch das Parallelogramm der Geschwindigkeiten, so erhält man in dessen Diagonale $A_1w = w$ die absolute Geschwindigkeit des abfließenden Wassers. Diese Geschwindigkeit ist

$$w = \sqrt{c_1^2 + v^2 - 2c_1 v \cos\beta} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (3)$$

und demnach die mechanische Arbeit, welche das abfließende Wasser behält und, ohne dem Rade mitgetheilt zu haben, mit sich fortnimmt:

$$L_1 = \frac{w^2}{2g} Q\gamma = \frac{c_1^2 + v^2 - 2c_1 v \cos\beta}{2g} Q\gamma \quad . \; . \; . \quad (4)$$

Zieht man nun diesen Verlust von der Leistung $\frac{c^2}{2g} Q\gamma$, welche das Wasser vermöge seiner lebendigen Kraft vor dem Eintritte in das Rad verrichten kann, ab, so bekommt man folgenden Ausdruck für die theoretische Radleistung:

$$L = \left(\frac{c^2}{2g} - \frac{w^2}{2g}\right) Q\gamma = \frac{c^2 - w^2}{2g} Q\gamma$$

$$= \frac{c^2 - c_1^2 - v^2 + 2c_1 v \cos\beta}{2g} Q\gamma \quad . \; . \; . \; . \; . \quad (5)$$

oder, da $c^2 = c_1^2 + v^2 + 2c_1 v \cos\beta$ ist, auch

$$L = \frac{2c_1 v \cos\beta}{g} Q\gamma \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (6)$$

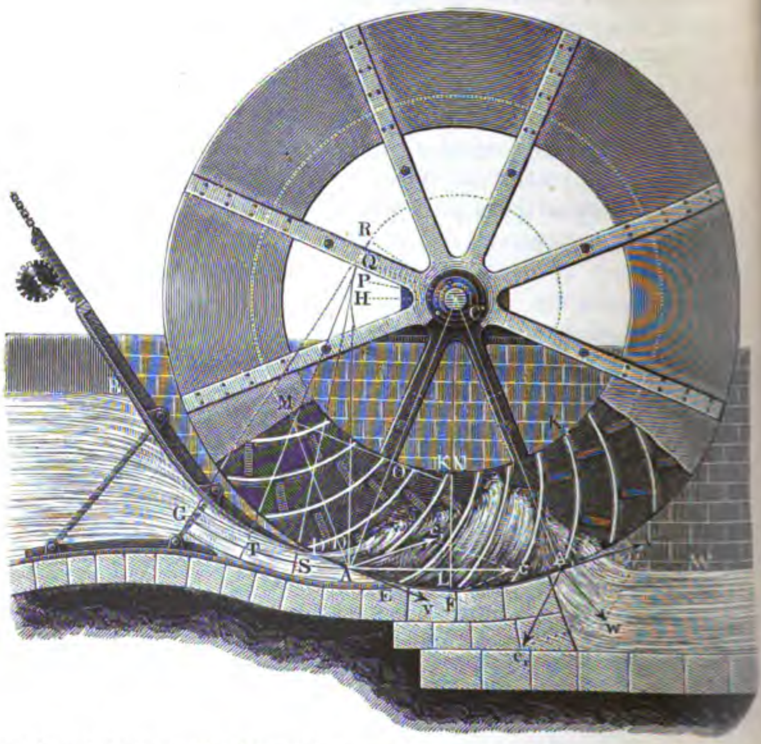
und es folgt, wenn man noch $c_1 \cos\beta = c \cos\alpha - v$ einsetzt, diese Leistung

$$L = 2v \frac{c \cos\alpha - v}{g} Q\gamma \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

Man sieht nun leicht ein, daß für $v = \frac{1}{2} c \cos\alpha$ die Leistung am größten, und zwar

$$L = \frac{c^2 \cos^2\alpha}{2g} Q\gamma. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8)$$

Fig. 250.



wird, und daß der Arbeitsverlust sogar Null wäre, also die ganze disponible Arbeit

$$L = \frac{c^2}{2g} Q\gamma$$

gewonnen würde, wenn man $\cos\alpha = 1$, also $\alpha =$ Null hätte.

Wenn es auch nicht möglich ist, den Eintrittswinkel $\alpha =$ Null zu machen, so folgt doch wenigstens hieraus, daß man α nicht sehr groß (nicht über 20°)

machen darf, um eine große Leistung zu erhalten, und es ist auch hiernach zu ersehen, daß man die Umfangsgeschwindigkeit des Rades nur wenig kleiner als die halbe Geschwindigkeit des zufließenden Wassers zu machen hat, um einen großen Wirkungsgrad des Rades zu erlangen.

Die senkrechte Höhe LN, zu welcher das Wasser aufsteigt, während es an den Schaufeln hingeht, wäre $\frac{c_1^2}{2\,g}$, wenn das Rad still stände; da es aber mit einer Geschwindigkeit v umläuft, so entsteht eine Centrifugalkraft, welche mit der Schwerkraft in nahezu gleicher Richtung wirkt und eine Acceleration p erzeugt, die sich $\frac{v_1^2}{a_1}$ setzen läßt, wenn a_1 den mittleren Radkranzhalbmesser, und v_1 die mittlere Geschwindigkeit des Radkranzes oder die Geschwindigkeit im Mittel der Kranzbreite bezeichnet. S. Thl. I. Es ist sonach zu setzen:

$$(g + p)\, h_1 = \frac{c_1^2}{2} \text{ oder } \left(g + \frac{v_1^2}{a_1}\right) h_1 = \frac{c_1^2}{2},$$

und daher die gesuchte Steighöhe:

$$h_1 = \frac{c_1^2}{2\left(g + \frac{v_1^2}{a_1}\right)} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (9)$$

Damit das Wasser nicht oben bei N überschlägt, ist nun nöthig, daß die Kranzbreite eine gewisse Größe $FN = d$ habe, welche bestimmt ist durch die Gleichung:

$$d = LN + FL = h_1 + CF - CL,$$

d. i.:

$$d = h_1 + a - a \cos ACF = \frac{c_1^2}{2\left(g + \frac{v_1^2}{a_1}\right)} + a\,(1 - \cos \lambda),$$

wobei λ den Winkel ACF bezeichnet, um welchen der Eintrittspunkt A vom Radtiefsten F absteht. Jedenfalls ist aber hierzu noch die Strahldicke d_1 zu addiren, weil die oberen Wasserfäden bei Annahme einer mittleren Geschwindigkeit im ganzen Strahle um diese Höhe höher steigen als die unteren Fäden. Wir setzen also die Kranzbreite:

$$d = d_1 + \frac{c_1^2}{2\left(g + \frac{v_1^2}{a_1}\right)} + a\,(1 - \cos \lambda) \quad . \; . \; . \quad (10)$$

Die Radweite läßt sich der Strahlbreite $e = \frac{Q}{d_1 c}$ gleichsetzen. Nimmt man den Fassungsraum $d e v_1$ des Rades 2- bis $2^1/_2$ mal so groß als das Aufschlagquantum Q an, so hat man die Gleichung:

$$dv_1 = 2\,d_1 c \text{ bis } 2{,}5\,d_1 c,$$

woraus sich die Strahldicke

$$d_1 = {}^2/_5\,\frac{d\,v_1}{c} \text{ bis } {}^1/_2\,\frac{d\,v_1}{c}$$

ergiebt. Da

$$\frac{v_1}{v} = \frac{a - {}^1/_2\,d}{a}$$

ist, so hat man auch:

$$v_1 = \left(1 - \frac{d}{2\,a}\right) v,$$

und daher:

$$d_1 = {}^2/_5\left(1 - \frac{d}{2\,a}\right)\frac{d\,v}{c} \text{ bis } {}^1/_2\left(1 - \frac{d}{2\,a}\right)\frac{d\,v}{c},$$

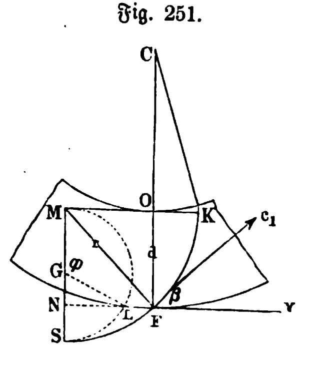
oder, $v = {}^1/_2\,c\cos\alpha$ gesetzt,

$$d_1 = {}^1/_5\left(1 - \frac{d}{2\,a}\right)d\cos\alpha \text{ bis } {}^1/_4\left(1 - \frac{d}{2\,a}\right)d\cos\alpha \quad . \quad (11)$$

Nach Morin ist $d = \frac{a}{3}$ bis $\frac{a}{2}$, also der Radhalbmesser a nur zwei- bis dreimal so groß zu machen als die Kranzbreite.

Ein anderes wichtiges Verhältniß ist nun noch die Bestimmung der Eintritts- und Austrittsstelle, oder die Größe des wasserhaltenden Bogens AA_1, den wir am besten auf beiden Seiten des Radtiefsten F gleichmäßig vertheilen. Die Länge dieses Bogens hängt von der Zeit ab, welche das Wasser zum Auf- und Absteigen an den Schaufeln nöthig hat. Um diese zu finden, muß aber die Gestalt und Ausdehnung der Schaufeln bekannt sein. Ist diese Zeit gleich t, so können wir setzen:

Fig. 251.



$$AA_1 = 2\,\lambda a = vt,$$

und sonach den Bogen, um welchen Ein- und Austrittspunkt (A und A_1) des Wassers vom Radtiefsten F abstehen:

$$\lambda = \frac{vt}{2\,a} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (12)$$

Damit das Wasser, wenn es die höchste Stelle K, Fig. 251, auf der Schaufel erreicht hat, daselbst nicht überschlage, sondern an der Schaufel

wieder niederfalle, ist es nöthig, daß das innere Schaufelende K beim tiefsten Stande FK der Schaufel nicht überhänge, damit aber auf der anderen Seite die Schaufel nicht unnöthig lang ausfalle, ist nöthig, daß das Schaufelende K den inneren Radumfang nicht sehr spitz schneide; aus diesen Gründen ist ein verticaler Stand des inneren Schaufelendes beim mittleren Schaufelstande am zweckmäßigsten. Giebt man nun der Schaufel eine cylindrische Form, so erhält man das Centrum M ihres kreisbogenförmigen Durchschnittes, wenn man MF rechtwinkelig auf Fc_1 stellt und OM horizontal zieht. Aus der Radtiefe oder Kranzbreite $FO = d$ ergiebt sich der Krümmungshalbmesser $MF = KM = r$, da der Winkel $MFO = c_1 Fv = \beta$ ist,

$$r = \frac{d}{\cos \beta} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (13)$$

Die Zeit zum Hinauf- und Hinabsteigen des Wassers an dem Bogen FK finden wir wie die Schwingungszeit eines Pendels, indem wir statt der Acceleration der Schwere die Summe $g + \frac{v_1^2}{a_1}$ aus der Acceleration g derselben und aus der mittleren Centrifugalacceleration $\frac{v_1^2}{a_1}$ einsetzen.

Für die Zeit, welche zum Hinaufsteigen des Wassers an dem Bogen von F bis K erforderlich ist, wurde in Thl. I die Formel gefunden:

$$t = \frac{1}{2}\sqrt{\frac{r}{g}}\,\varphi\left[1 + \left(\frac{1}{2}\right)^2 \frac{h}{2r} + \left(\frac{1.3}{2.4}\right)^2 \left(\frac{h}{2r}\right)^2 + \cdots\right],$$

worin r die Länge des Pendels, hier $MF = MK$, ferner h die ganze Fallhöhe desselben bis zum tiefsten Punkte, hier MS ebenfalls gleich r, und φ den Centriwinkel LGM bedeutet, welcher dem wirklich durchlaufenen Raume FK in demjenigen Halbkreise entspricht, der über MS gezeichnet werden kann. Demgemäß erhält man die zu einem Aufsteigen und Absteigen erforderliche Zeit:

$$t = \sqrt{\frac{r}{g + \frac{v_1^2}{a_1}}}\,\varphi\left[1 + \left(\frac{1}{2}\right)^2 \frac{1}{2} + \left(\frac{1.3}{2.4}\right)^2 \left(\frac{1}{2}\right)^2 + \left(\frac{1.3.5}{2.4.6}\right)^2 \left(\frac{1}{2}\right)^3 + \cdots\right] = 1{,}187\,\varphi\sqrt{\frac{r}{g + \frac{v_1^2}{a_1}}} \quad . \quad . \quad (14)$$

mit welchem Werthe der Winkel λ sich aus (12) ergiebt. Zur Bestimmung des Hülfswinkels $LGM = \varphi$ hat man die Gleichung:

$$\cos \varphi = - \frac{NG}{LG} = - \frac{r \cos \beta - {}^1/_2 r}{{}^1/_2 r} = 1 - 2 \cos \beta$$

oder

$$\sin {}^1/_2 \varphi = \sqrt{\cos \beta} \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; (15)$$

Um zunächst für die Wahl eines geeigneten Radhalbmessers a einen Anhalt zu haben, sei etwa als angemessen erachtet, den Wasserstrahl horizontal in das Rad einzuführen, d. h. also $\alpha = \lambda$ und zwar passend gleich 20° anzunehmen. Dann kann die aus (12) und (14) folgende Gleichung

$$\lambda = \frac{vt}{2a} = \frac{v}{a} \, 0{,}59 \, \varphi \sqrt{\frac{r}{g + \frac{v_1^2}{a_1}}} \; . \; . \; . \; . \; . \; (16)$$

dazu dienen, den Halbmesser a abhängig von dem Gefälle h festzustellen, wenn man, für diesen Zweck nahe genug $v = v_1 = {}^1/_2 c = {}^1/_2 \sqrt{2gh}$; ferner $a_1 = a$, $r = {}^1/_4 h$, $\varphi = \pi$ annimmt. Mit diesen Werthen erhält man

$$\lambda = 3{,}14 \frac{20}{180} = 0{,}3491 = {}^1/_2 \frac{4{,}429 \sqrt{h}}{a} 0{,}59 . 3{,}14 \sqrt{\frac{{}^1/_4 h}{9{,}81 + {}^1/_4 \frac{2 . 9{,}81 h}{a}}}$$

$$= 2{,}05 \sqrt{\frac{h^2}{9{,}81 a^2 + 4{,}905 ah}}.$$

Aus dieser Gleichung folgt nach kurzer Reduction

$$a^2 + 0{,}5 \, ah = 3{,}53 \, h^2,$$

woraus

$$a = - 0{,}25 \, h + \sqrt{(3{,}53 + 0{,}0625) \, h^2} = 1{,}63 \, h = rot \; 1{,}6 \, h \quad (17)$$

folgt.

Nimmt man die Strahldicke d_1 zunächst zur Bestimmung der Wassergeschwindigkeit c zu $d_1 = {}^1/_4 d = {}^1/_{16} h$ an, so erhält man die Ausflußgeschwindigkeit des Wassers:

$$c = \mu \sqrt{2g \, (h - {}^1/_2 d_1)} = \mu \sqrt{2g . {}^{31}/_{32} h}$$
$$= 0{,}98 \, \mu \sqrt{2gh} \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; (18)$$

ferner die vortheilhafteste Geschwindigkeit des Rades:

$$v = {}^1/_2 \, c \cos \alpha \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; (19)$$

und die Umdrehungszahl:

$$n = \frac{30 \, v}{\pi a} \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; (20)$$

Der Schaufelwinkel β ist ferner durch die Formel

$$cotg\,\beta = cotg\,\alpha - \frac{v}{c\,sin\,\alpha} = \frac{1}{2}\,cotg\,\alpha,$$

d. i. durch

$$tang\,\beta = 2\,tang\,\alpha \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (21)$$

bestimmt.

Auch erhält man nun für die relative Anfangsgeschwindigkeit des aufsteigenden Wassers mit Rücksicht auf (19) und (21):

$$c_1 = \frac{c\,sin\,\alpha}{sin\,\beta} = \frac{v}{cos\,\beta} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (22)$$

und wenn man annähernd

$$\frac{v_1^2}{a_1} = \left(1 - \frac{d}{2\,a}\right)\frac{v^2}{a} = \left(1 - \frac{h}{8\,a}\right)\frac{v^2}{a} = 0,9\,\frac{v^2}{a}$$

und in (10)

$$d_1 = \frac{1}{16}\,h = \frac{1}{16}\,\frac{a}{1,6} = 0,04\,a$$

setzt, so folgt die Radtiefe, schärfer bestimmt:

$$d = d_1 + \frac{c_1^2}{2\left(g + 0,9\,\frac{v^2}{a}\right)} + (1 - cos\,20^0)\,a$$

$$= \frac{1}{2}\,\frac{c_1^2}{g + 0,9\,\frac{v^2}{a}} + 0,1\,a \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (23)$$

Damit das Wasser auch bei langsamerem Gange nicht überschlägt, setzt man noch 3 bis 10 Centimeter zu.

Die schärfer bestimmte Strahlhöhe ist nun:

$$d_1 = \frac{1}{4}\left(1 - \frac{d}{2\,a}\right)d\,cos\,\alpha \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (11)$$

und die Radweite:

$$e = \frac{Q}{d_1\,c} = \frac{2\,Q}{d\,v_1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (24)$$

Für die Schaufelkrümmung ist endlich der Halbmesser:

$$r = \frac{d}{cos\,\beta} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (13)$$

und für den Hülfswinkel φ:

$$sin\,\frac{1}{2}\varphi = \sqrt{cos\,\beta} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (15)$$

Mit Hülfe der Größen v, a, r und φ läßt sich dann λ nach (16) schärfer bestimmen.

Nimmt man den mittleren Abstand zweier Schaufeln von einander etwa gleich 0,3 m, so ergiebt sich endlich die Schaufelzahl

$$Z = \frac{2\,\pi\,a_1}{0,3} = 20\,a_1 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (25)$$

Beispiel. Man soll für ein Gefälle $h = 1,5$ m und für ein Aufschlagquantum $Q = 1$ cbm pr. Minute ein Ponceletrad anordnen und berechnen.

Nehmen wir $\alpha = \lambda = 20$ Grad an, so erhalten wir zunächst den Radhalbmesser $a = 1,6\,h = 2,4$ m, und setzen wir den Geschwindigkeitscoefficienten gleich dem Ausflußcoefficienten $\mu = 0,90$, so ergiebt sich die mittlere Geschwindigkeit des bei A eintretenden Wassers nach (18):

$$c = 0,98 \,.\, 0,9 \,.\, 4,429\,\sqrt{1,5} = 4,784 \text{ m},$$

ferner die vortheilhafteste Umfangsgeschwindigkeit des Rades:

$$v = \tfrac{1}{2}\, c \cos 20^0 = 2,392 \,.\, 0,94 = 2,248 \text{ m},$$

und die Umdrehungszahl des Rades pro Minute:

$$n = \frac{30\,.\,v}{\pi a} = \frac{30\,.\,2,248}{3,14\,.\,2,4} = 8,95 \text{ oder nahe 9 Umdrehungen.}$$

Für den Schaufelwinkel β ist:

$$tg\,\beta = 2\,tg\,\alpha = 2\,tg\,20^0 = 2\,.\,0,3640 = 0,7280,$$

daher:

$$\beta = 36^0\,3',$$

oder in runder Zahl, $\beta = 36$ Grad.

Die Anfangsgeschwindigkeit des aufsteigenden Wassers ist:

$$c_1 = \frac{v}{\cos\beta} = \frac{2,248}{0,809} = 2,778 \text{ m}$$

und hiernach die erforderliche Radkranzbreite nach (23):

$$d = \tfrac{1}{2}\,\frac{2,778^2}{9,81 + 0,9\,\dfrac{2,248^2}{2,4}} + 0,1\,.\,2,4 = 0,572 \text{ m}$$

wofür etwa 0,6 m zu nehmen sein dürfte.

Die Strahldicke ist nach (11):

$$d_1 = \tfrac{1}{4}\left(1 - \frac{0,6}{2\,.\,2,4}\right) 0,6\,.\,0,94 = 0,124 \text{ m},$$

und die Radweite nach (24):

$$e = \frac{Q}{d_1 c} = \frac{1}{0,124\,.\,4,784} = 1,686 \text{ m}.$$

Der Halbmesser der Schaufelkrümmung mißt:

$$r = \frac{d}{\cos\beta} = \frac{0,6}{0,809} = 0,742 \text{ m},$$

und für den entsprechenden Centriwinkel φ hat man:

$$\sin \tfrac{1}{2}\,\varphi = \sqrt{\cos\beta} = \sqrt{\cos 36^0\,3'} = 0,8992,$$

hiernach:

$$\tfrac{1}{2}\,\varphi = 64^0\,4' \text{ und } \varphi = 128^0\,8'.$$

Nun folgt genauer nach (16):

$$\lambda = \frac{v}{a}\, 0{,}59\, \varphi \sqrt{\frac{r}{g + \frac{v_1^2}{a_1}}} = \frac{2{,}248}{2{,}4} \cdot 0{,}59\, \frac{128{,}13}{180}\, 3{,}14 \sqrt{\frac{0{,}742}{9{,}81 + \frac{2{,}248^2}{2{,}4}}}$$

$$= 0{,}308 \text{ entsprechend } \frac{0{,}308}{3{,}14}\, 180 = 17^3/_4{}^0.$$

Nimmt man den Abstand zwischen je zwei Schaufeln, am äußeren Radumfange gemessen, zu 0,3 m an, so erhält man die erforderliche Schaufelzahl:

$$z = \frac{2 \,.\, 3{,}14 \,.\, 2{,}4}{0{,}3} = 50{,}2,$$

wofür der leichten Vertheilung wegen 48 zu setzen sein möchte.

Das disponible Arbeitsquantum ist:

$$L = Q h \gamma = 1500 \text{ mkg},$$

und die theoretische Leistung dieses Rades:

$$L_1 = \frac{c^2}{2g} \cos^2 \alpha\, Q \gamma = 0{,}051 \,.\, 4{,}784^2 \,.\, 0{,}94^2 \,.\, 1000 = 1032 \text{ mkg},$$

folglich der Wirkungsgrad desselben:

$$\eta = \frac{L_1}{L} = \frac{1032}{1500} = 0{,}688.$$

Versuche an Ponceleträdern. Ueber die Leistungen der Ponceleträder hat Poncelet selbst Versuche angestellt; es sind dieselben in der oben citirten Abhandlung genau beschrieben und deren Resultate aufgezeichnet. Die ersten Versuche nahm Poncelet an einem Modellrade von $^1/_2$ Meter Durchmesser oder ungefähr $^1/_6$ der natürlichen Größe vor. Es war ganz aus Holz gefertigt und hatte zwanzig krumme Holzschaufeln von $2^1/_2$ mm Dicke, 65 mm Breite und 76 mm Länge. Die Wirkung dieses Rades bestimmte er wie Bossut, Smeaton u. A. mit Hülfe eines Gewichtes, welches durch einen sich um die Welle des Rades wickelnden Bindfaden aufgehoben wurde. Die größten Leistungen ergaben sich, der Theorie entsprechend, wenn die Radgeschwindigkeit 0,5 der Wassergeschwindigkeit war, und der Wirkungsgrad betrug in diesem Falle 0,42 bis 0,56; ersteres bei kleinerer, letzteres aber bei größerer Dicke des Wasserstrahles oder stärkerer Füllung der Zellen. Wenn man nicht das Gefälle, sondern die Geschwindigkeitshöhe des ankommenden Wassers als maßgebend ansieht, so stellt sich der Effect 0,65 bis 0,72 heraus. Später hat Poncelet noch Versuche an einem Rade in natürlicher Größe mit einem Bremsdynamometer angestellt und ist dabei zu Ergebnissen gelangt, welche von den eben angeführten nur wenig abweichen. Dieses Rad hatte 11 Fuß (paris. Maß = 3,573 m) Durchmesser und dreißig blecherne Schaufeln von 2 mm Dicke. Die Radkränze waren, wie die Arme und Wellen, von Holz, und es betrug ihre Breite 14 Zoll (0,377 m), ihre Dicke 3 Zoll (80 mm), und die Entfernung §. 97.

derselben von einander, oder die Radweite 28 Zoll (0,75 m). Bei einer mittleren Druckhöhe von 1,3 m, einer Strahlhöhe von 0,2 m und einem Geschwindigkeitsverhältnisse von 0,52 stellte sich auch hier ein Wirkungsgrad von 0,52 heraus, der sich aber auf 0,60 steigert, wenn man die Geschwindigkeitshöhe statt des ganzen Gefälles einführt. Poncelet zieht aus seinen Versuchsresultaten folgende Folgerungen.

Das vortheilhafteste Geschwindigkeitsverhältniß $\frac{v}{c}$ ist 0,55, kann aber 0,50 bis 0,60 betragen, ohne eine bedeutend kleinere Wirkung zu geben. Der Wirkungsgrad ist für Gefälle von 2 bis 2,3 m, $\eta = 0,5$; für Gefälle von 1,5 bis 2,0 m, $\eta = 0,55$, und für Gefälle unter 1,5 m, $\eta = 0,60$. Es berechnet sich hiernach die Nutzleistung zu:

$Pv = 122,3\,(c - v)\,v\,Q$ mkg für Gefälle von 2 bis 2,3 m
$Pv = 132,5\,(c - v)\,v\,Q$ „ „ „ „ 1,5 „ 2 „
$Pv = 142,7\,(c - v)\,v\,Q$ „ „ „ unter 1,5 m.

Noch giebt Poncelet einige Regeln für die Anordnung eines unterschlächtigen Wasserrades mit krummen Schaufeln, welche er ebenfalls aus seinen Beobachtungen folgert. Die Entfernung je zweier Schaufeln, am äußeren Umfange gemessen, soll nur 0,20 bis 0,25 m, der Radhalbmesser aber soll nicht unter 1 und nicht über 2,5 m betragen; die Axe des Wasserstrahles soll dem Umfange des Rades unter einem Winkel von 24° bis 30° begegnen, und noch ungefähr 3° gegen den Horizont geneigt sein. Uebrigens soll der Abfall hinreichend hoch sein, damit das Wasser ungehindert aus dem Rade treten kann, und es darf der Spielraum des Rades im Kropfe nur 1 cm betragen. Einige dieser Verhältnisse sind jedoch nicht wesentlich, und andere lassen sich sicherer durch die Formel des vorigen Paragraphen ermitteln. Nach den Versuchen wächst noch der Wirkungsgrad mit der Strahldicke; da aber mit letzterem unter übrigens gleichen Verhältnissen die Füllung der Zellen zunimmt, so folgt noch die in gewissen Grenzen einzuschränkende Regel, daß die Füllung der Schaufeln eine große sein soll. Unter 0,1 m Höhe ist übrigens nach Poncelet die Strahlhöhe nie zu machen.

Später hat auch Morin Versuche an Ponceleträdern angestellt, hierzu drei hölzerne und ein eisernes Rad benutzt, und dabei ein Bremsdynamometer in Anwendung gebracht. Sie wurden vorzüglich in der Absicht gemacht, um den Nutzen eines neuen, von Poncelet vorgeschlagenen krummlinigen Wassereinlaufes zu erproben, nächstdem aber auch, um sich genauere Kenntnisse über den Einfluß der Dimensionsverhältnisse auf die Leistung zu verschaffen, da sich bei mehreren Ausführungen ergeben hatte, daß die Dimensionen der nach Poncelet's Regel construirten Räder zu klein waren, namentlich aber bei Abweichung von der mittleren Ge-

schwindigkeit des Rades eine zu kleine Leistung gaben, weil das Wasser innen überschlug (s. Comptes rendus, 1845, T. XXII, und polytechn. Centralblatt, Bd. VIII, 1846).

Die drei hölzernen Versuchsräder hatten 1,6 m, 2,4 m und 3,2 m, das eiserne Rad aber 2,8 m Höhe, die Schaufeln waren bei allen drei Rädern von Blech. Die ersten drei Räder hatten 0,4, das letztere aber 0,8 m Weite, und alle vier hatten eine Tiefe oder Kranzbreite von 0,75 m. Ein besonderer Uebelstand stellte sich bei den hölzernen Rädern dadurch heraus, daß sie wegen ihres kleinen Trägheitsmomentes sehr ungleichförmig gingen und eben dadurch viel Wasser nach innen verspritzten. Das kleinste Rad ging besonders sehr ungleichförmig und gab bei dem Gefälle von 0,45 bis 0,55 m, und wenn die Zellen mindestens zur Hälfte gefüllt waren, nur den Wirkungsgrad 0,485; bei größerem Gewichte würde es vielleicht 0,55 Wirkungsgrad gegeben haben. Bei dem mittleren Rade wurde dieser mit einem Gefälle von 0,75 m zu 0,60 bis 0,62 gefunden. An dem dritten Rade wurden Versuche bei verschiedenen Schaufelbreiten angestellt. Es zeigte sich, daß bei einem Gefälle von 0,56 m die Kranzbreite 0,43 m, und bei einem Gefälle von 0,7 m, die von 0,59 m noch zu klein war. Noch wurden an diesem Rade Versuche über die Wirkung des von Poncelet vorgeschlagenen (in §. 95 beschriebenen) Gerinnes angestellt, und damit nicht nur ein größerer Wirkungsgrad erlangt, sondern auch gefunden, daß der Fassungsraum bis $^3/_8$ herabsinken konnte, ehe das Wasser innen überschlug.

Was endlich noch die Versuche mit dem aus 42 Schaufeln bestehenden eisernen Rade betrifft, so wurden diese bei 1,2 bis 1,4 m Gefälle angestellt, wobei das Rad frei ging, sowie bei 0,9 m Gefälle, wobei es 0,36 m tief im Wasser watete. Bei den Schützenzügen von 0,15 m, 0,2 m, 0,25 m und 0,277 m betrugen die Maxima des Wirkungsgrades: 0,52; 0,57; 0,60 und 0,62; und bei Schwankungen der Umdrehungszahlen innerhalb der Grenzen 12 bis 21, 13 bis 21, 11 bis 20 und 12 bis 19 entfernten sich die Wirkungsgrade nur $^1/_{13}$, $^1/_{14}$, $^1/_{12}$ und $^1/_9$ von den Maximalwerthen. Aus den Resultaten dieser Versuche folgt, daß bei einem Rade mit dem gekröpften Einlaufe die Wirkung durch die Formel

$$Pv = 0{,}871 \frac{c^2 - v^2}{2g} Q\gamma$$

ausgedrückt werden kann, daß ferner das vortheilhafteste Geschwindigkeitsverhältniß $\frac{v}{c} = 0{,}50$ bis $0{,}55$ ist, daß das Wasser dieselbe Wirkung giebt, es mag der Unterwasserspiegel 0,12 m unter oder 0,20 bis 0,25 m über dem Radtiefsten stehen; daß endlich der Wirkungsgrad bis auf 0,46 herabsinkt, wenn das Rad 0,357 m tief oder mit der halben Kranzbreite im

Wasser watet. Der Hauptnutzen dieses neuen Gerinnes besteht nun darin, daß sich ein Rad mit diesem Gerinne in weiteren Geschwindigkeitsgrenzen bewegen kann, ohne viel von seiner Nutzleistung zu verlieren. Uebrigens findet Morin für Gefälle von 0,9 bis 1,3 m am angemessensten, die Kranzbreite der Hälfte des Radhalbmessers gleich und den Fassungsraum noch einmal so groß zu machen, als den Raum, den das Wasser eigentlich beansprucht, d. i. den Füllungscoefficienten $\varepsilon = \frac{1}{2}$ in Anwendung zu bringen.

Neuere Versuche sind auch von Marozeau an einem Ponceletrade mit drei Abtheilungen angestellt worden (s. Bulletin de Mulhouse 1846, oder polytechnisches Centralblatt, Jahrgang 1848). Dieses Rad hatte eine Höhe von 4,4 m, eine lichte Weite von 3 . 0,67 = 2 m und eine Kranzbreite von 0,75 m und nahm bei 1,5 m Gefälle pr. Secunde 500 bis 1000 Liter Aufschlagwasser auf. Der größte Wirkungsgrad wurde hier 0,669 gefunden, und zwar dann, wenn das Wasser in allen drei Abtheilungen zugleich floß. Der Wirkungsgrad wurde jedoch kleiner, wenn das Rad 0,1 m im Unterwasser badete.

Neuere und sehr interessante Versuche sind vom Herrn Capitain D. de Lacolonge an einem Ponceletrade in der Pulvermühle zu Angoulème (1847) angestellt worden (s. le Génie Industrielle par Armengaud Frères, Paris 1854). Dieses Rad hatte einen Halbmesser von 4,8 m, eine Weite sowie eine Kranzbreite von 1,00 m, und machte bei einer Leistung von 10 Pferdekräften circa zehn Umdrehungen pr. Minute. Der Wirkungsgrad dieses Rades stieg bei dem Geschwindigkeitsverhältnisse $\frac{v}{c} = 0,579$, wobei das Gefälle 1,56 m und die Höhe der Schützenmündung 0,25 m betrug, auf 0,678. Das Wasser wurde dem Rade durch ein nach der Kreisevolvente construirtes Gerinne zugeführt und trat $26\frac{1}{2}$ Grad oberhalb des Radtiefsten so in das Rad ein, daß seine relative Bewegung auf der Schaufel in horizontaler Richtung begann. Der Füllungscoefficient war sehr klein, nämlich bei der vortheilhaftesten Wirkung, $\varepsilon = \frac{1}{3}$. Die angegebene Leistung des Rades steigerte sich noch etwas (auf 0,755), wenn das Rad bis auf $\frac{1}{3} h$ unter dem Wasser watete; dieses Verhältniß, welches auf eine bessere Ausnutzung der Kraft hindeutet, hat man auch schon bei anderen mittelschlächtigen Rädern beobachtet (s. die Bremsversuche an einem Kropfrade von Hülße und Brückmann im polytechnischen Centralblatte, Jahrgang 1851).

§. 98. **Sonstige Wasserräder.** Man hat zuweilen auch noch andere verticale Wasserräder angewendet, welche sich keinem der eben abgehandelten Radsysteme beizählen lassen; namentlich giebt es noch sehr kleine Räder, welche kaum einige Fuß Höhe haben und durch den Druck oder Stoß des Wassers

in Bewegung gesetzt werden. Diejenigen, welche sich an die bereits abgehandelten Systeme noch am meisten anschließen, mögen hier noch ihren Platz finden, anderer aber wird aus besonderen Gründen erst in dem folgenden Capitel gedacht werden.

D'Aubuisson beschreibt in seiner Hydraulik kleine Stoßräder, wie *ACB*, Fig. 252, mit hohem Gefälle von 6 bis 7 m, welche in den Pyrenäen häufig angewendet werden. Diese Räder sind nur $2^1/_2$ bis 3 m hoch und haben vierundzwanzig etwas ausgehöhlte Schaufeln. Ihre Wirkung soll nach d'Aubuisson $^2/_3$ von der eines oberschlächtigen Rades bei gleichem Gefälle sein. Es ist übrigens die Leistung eines solchen Rades nach der oben entwickelten Theorie der Kropfräder zu berechnen, denn es sind diese Räder eigentlich nur Kropfräder mit einem großen Stoß- und

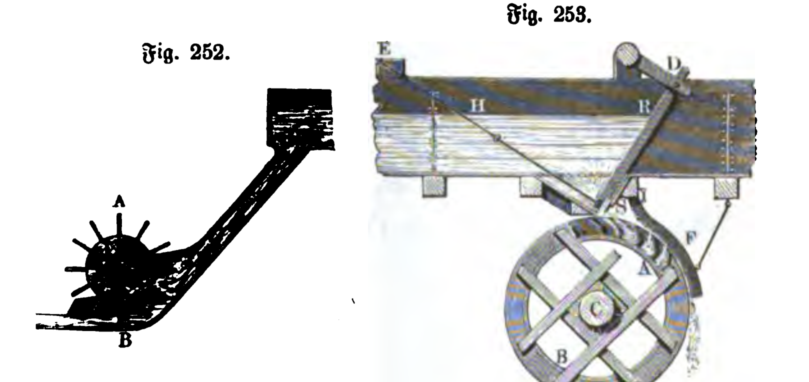


Fig. 252. Fig. 253.

einem kleinen Druckgefälle. Um das Verspitzen des Wassers so viel wie möglich zu verhindern, wird das Rad in einen Kropf mit genau anschließenden Seitenwänden gehängt. Uebrigens läßt sich bei Anwendung mehrerer solcher Räder unter oder neben einander, wenn das Wasser von einem Rade auf das andere tritt, noch ein hoher Wirkungsgrad erlangen (s. §. 91). Auch kann man diese Räder noch niedriger und aus Eisen herstellen. In den Alpen kommen solche Räder bei Mühlen und Hammerwerken sehr häufig vor.

Ein oberschlächtiges Hammerrad mit einem großen Stoßgefälle ist in Fig. 253 abgebildet. Es ist *ERD* das Aufschlaggerinne, *SD* die Schütze, *ACB* das Rad und *F* ein Mantel um dasselbe, welcher das zu zeitige Austreten des Wassers verhindert.

Ein anderes Rad, Fig. 254 (a. f. S.), wird im „Technologiste“, September 1845, und auch im polytechnischen Centralblatte, Bd. VII, 1846, beschrieben. Während bei obigen Rädern das Wasser vorzüglich nur

durch Stoß wirkt, bringt dieses seine Leistung nur durch Druck hervor. Dieses Rad wurde von dem Ingenieur Mary erbaut, und sein Wirkungsgrad wurde von Belanger bei 1,3 m Umfangsgeschwindigkeit, 0,75 bis 0,85, also sehr hoch gefunden. Es hat dasselbe nur einen aus Eisenblech gebildeten Kranz von 0,3 m Breite, 0,12 m Dicke und 2,28 m Durchmesser, und besteht aus sechs elliptischen, durch Rippen verstärkten Blechschaufeln. Uebrigens hängt dieses Rad in einem sehr genau anschließenden Gerinne, und an den Radkranz sehr nahe anschließende Eisenplatten *DE* sperren das Oberwasser *O* von dem Unterwasser *U* ziemlich genau ab, indem sich der Radkranz in dem zwischen diesen Platten befindlichen Spalte bewegt. Die Kraft, mit welcher ein solches Rad umgetrieben wird, ist jedenfalls das Pro-

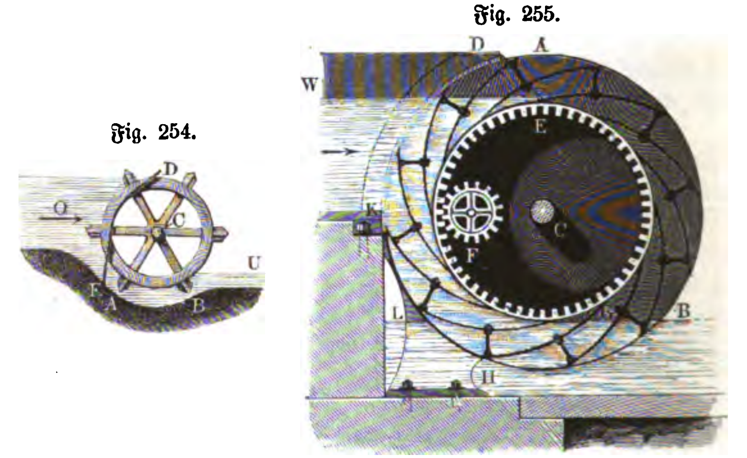


Fig. 254.

Fig. 255.

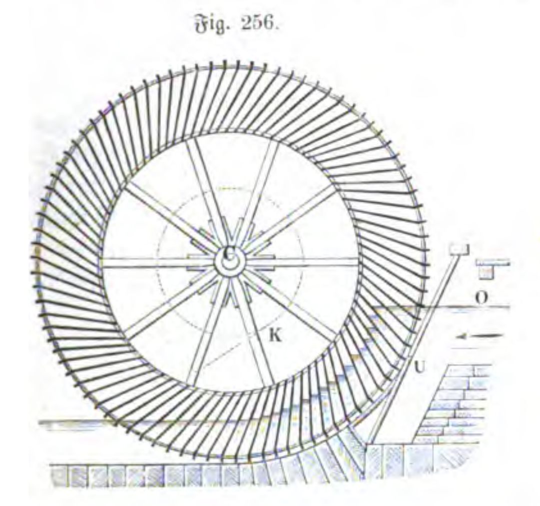
duct aus dem Niveauabstande beider Wasserspiegel, dem Querschnitte einer Schaufel, und der Dichtigkeit des Wassers.

Ein anderes ähnliches, jedoch noch vollkommeneres Rad ist das Zuppinger'sche, in Fig. 255. Dieses Rad hat nur einen Kranz *AB* und langgedehnte Blechschaufeln, welche entweder nur auf einer oder auf beiden Seiten des Kranzes aufsitzen, und ist mit einem eisernen Mantel *DEFGHK* umgeben, welcher das Aufschlagwasser *W* dem Rade nicht allein von vorn, sondern auch von der Seite zuführt und dasselbe so lange im Rade zurückhält, bis die unterste Schaufel *GH* aus demselben hervortritt. Das bei *W* zutretende und innerhalb des Mantels im Rade niedersinkende Wasser fließt nun längs *GH* unter dem Unterwasserspiegel *BL* ab, und tritt dabei sein ganzes Arbeitsvermögen an das Rad ab. Bei der Herstellung eines solchen Rades ist dafür zu sorgen, daß die innere Radhöhe gleich dem Gefälle ausfalle, daß ferner die untere Mündung des Mantels der untersten Schaufel

entspreche und unter den Unterwasserspiegel falle, und daß der Spielraum zwischen dem Rade und dem Mantel möglichst klein sei. Ein solches Rad ist bei ganz kleinen Gefällen noch anwendbar, und giebt hierbei noch einen sehr hohen Wirkungsgrad (75 bis 80 Procent). S. Gewerbeblatt für Würtemberg 1855, auch polytechnisches Centralblatt 1855.

Ein in der neueren Zeit mehrfach zur Ausführung gekommenes unterschlächtiges Kropfrad ist das von Sagebien*) angegebene und nach ihm benannte Rad, welches durch die Skizze, Fig. 256, seiner wesentlichen Einrichtung nach dargestellt ist. Eigenthümlichkeiten dieses Rades sind der große Durchmesser, 9 m, die geringe Umfangsgeschwindigkeit $v = 0{,}6$ m, die große Schaufelhöhe und Schaufelzahl, $z = 90$, also die enge Theilung. Das

Fig. 256.



aus dem Obergraben O zufließende Wasser tritt über den Ueberfall U dem breiten Rade in großer Strahldicke also mit geringer Geschwindigkeit zu, so daß der mit dem Eintritte sonst verbundene Stoßverlust sehr klein ausfällt, und das Gefälle fast gänzlich als Druckgefälle zur Wirkung kommt. Um hierbei das Uebertreten des Wassers nach innen über die Schaufeln zu vermeiden, sind die letzteren nicht radial gestellt, sondern so gerichtet, daß sie den Kreis K tangiren, dessen Halbmesser bei dem gedachten Rade etwa 1,5 m beträgt. Damit der Wasserverlust durch den Zwischenraum zwischen Rad und Kropf möglichst gering ausfalle, ist dieser Zwischenraum so eng wie möglich zu machen, was natürlich eine sehr gute und solide Ausführung

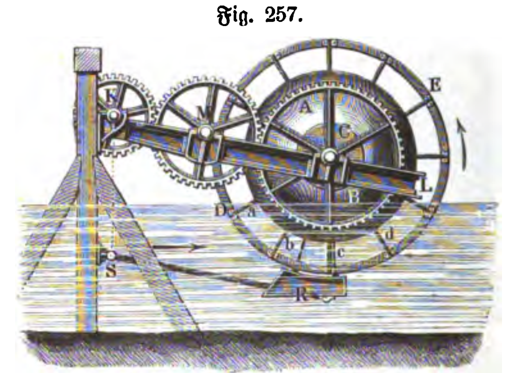
---

*) Annales des Ponts et Chaussées. 1858.

bedingt. Das betreffende Rad arbeitete mit einem Gefälle von 2,424 m und machte dabei 1,277 Umdrehungen pro Minute. Der Wirkungsgrad dieses Rades wird von dem Erfinder zu 0,93 angegeben, eine Zahl, gegen deren Größe von Bach begründete Bedenken*) erhoben worden sind, insofern als bei der betreffenden Rechnung ein Zwischenraum zwischen Rad und Kropf von nur 5 mm zu Grunde gelegt worden ist, während er in Wirklichkeit bei den großen Dimensionen wohl kaum unter 15 mm auf die Dauer erhalten werden kann. Auch wird das Emporheben von Wasser durch die in schräger Richtung aus dem Unterwasser tretenden Schaufeln einen nicht unbeträchtlichen Verlust herbeiführen. Mit Rücksicht hierauf berechnet Bach an der angezeigten Stelle den Wirkungsgrad dieses Rades im günstigsten Falle zu 0,74.

Ein Uebelstand dieser Räder muß insbesondere in ihrem großen Gewichte und den damit verbundenen Kosten, sowie in dem langsamen Gange gefunden werden, welcher für die meisten Fälle der Praxis eine beträchtliche Umsetzung durch kraftzehrende Transmissionsräder bedingt. Aus diesen Gründen scheinen diese Räder wenig Eingang gefunden zu haben.

Fig. 257.



Eine Verbesserung, welche Zuppinger an dem Sagebien'schen Rade vorgenommen hat, besteht in der Anwendung gekrümmter Schaufeln, deren Enden radial gerichtet sind und in der Wahl einer größeren Umfangsgeschwindigkeit (1 m) des Rades. Den Wirkungsgrad dieser Räder giebt Grove zu 0,60 bis 0,65 an**).

Eine eigenthümliche Construction hat das schwimmende Wasserrad von Herrn Colladon in Genf. Dasselbe hängt wie ein Schiffmühlenrad im unbegrenzten Strome, und besteht in der Hauptsache aus einem auf dem Wasser schwimmenden Blechkessel *AB*, Fig. 257, auf dessen Umfange lange, unter einander durch eiserne Reifen *DE* verbundene Blechschaufeln *a, b, c, d* ... festsitzen. Um die Umdrehungsbewegung dieses Rades auf eine festliegende Welle *K* zu übertragen, ist die Welle *C* desselben auf zwei um *K* drehbare

*) S. den Artikel von Bach, Ztschr. des Vereins deutsch. Ing. 1873.
**) S. Prechtl, Techn. Enc. Supplem.-Bd. 5.

Hebel, wie *KL*, gelagert, und die Wellen sind mit Zahnrädern ausgerüstet, welche entweder unmittelbar in einander eingreifen, oder durch ein drittes ebenfalls auf *KL* gelagertes Rad *M* auf einander wirken (vergl. §. 87). Um die Wirkung des an die Schaufeln *b*, *c* ... anschlagenden Wassers zu vergrößern, ist noch unter dem Rade ein Kropf *R* aufgehangen, welcher je nach dem Stande des Wassers mit dem Rade zugleich steigt und sinkt, so daß beide immer in derselben Tiefe unter dem Wasser bleiben. Die feste Welle *K* ist, wie die Axe *S* des Kropfes oder hängenden Gerinnes *R*, an zwei Paar Säulen befestigt. Man sieht, daß durch die Eintauchung des Radkörpers eine Querschnittsverminderung des Wasserstromes entsteht, welche eine für die Wirkung des Rades vortheilhafte Vergrößerung der Geschwindigkeit des stoßenden Wassers zur Folge hat.

Schlußanmerkung. Die Literatur über verticale Wasserräder ist allerdings sehr ausgedehnt; doch verdienen nur wenige Schriften über diese Maschinen eine größere Beachtung, da die meisten derselben nur oberflächliche und einige sogar ziemlich unrichtige Theorien über Wasserräder abhandeln. In Eytelwein's Hydraulik sind die Wasserräder nur ganz allgemein abgehandelt, Vollständigeres, namentlich über die Theorie unterschlächtiger Wasserräder, findet man in Gerstner's Mechanik. Ziemlich ausführlich, namentlich über die oberschlächtigen Wasserräder, handelt d'Aubuisson in seiner Hydraulique à l'usage des Ingénieurs. Navier handelt in seinen Applications de la Mécanique nur ganz allgemein von den verticalen Wasserrädern, ausführlicher aber in der von ihm besorgten Ausgabe vom ersten Bande der Architecture hydraulique von Bélidor. In dem deutsch unter dem Titel Lehrbuch der Anwendung der Mechanik erschienenen Cours de Mécanique appliquée von Poncelet wird die Theorie der Wasserräder in gedrängter Kürze, jedoch ziemlich gründlich abgehandelt. Ueber die Leistungen und Regeln zur Construction von Wasserrädern findet man auch das Nöthigste in Morin's Aide-mémoire de Mécanique pratique. In dem Treatise on Manufactures and Machinery of Great-Britain, of P. Barlow, ist wenig über Theorie, mehr über die Einrichtung der Wasserräder gesagt. Vollständige Beschreibungen und gute Zeichnungen von Wasserrädern findet man in Armengaud's Traité pratique des moteurs hydrauliques et à vapeur, sowie auch in den neueren Bänden seiner Publication industrielle. Gute Zeichnungen und Zeichnungen von Wasserrädern enthält auch die Maschinenkunde 2c. von Sebastian Haindl. Das vorzüglichste Werk über verticale Wasserräder ist aber Redtenbacher's Theorie und Bau der Wasserräder, welches mit 6 kleinen und 23 großen lithographirten Tafeln 1846 in Mannheim erschienen ist. Poncelet's und Morin's Memoiren über die Wirkungen verticaler Wasserräder (s. oben §. 95 und §. 73) bilden ein wichtiges Element in der Literatur über verticale Wasserräder. Von den kleinen Hammerrädern ist ausführlich die Rede in Tunner's Darstellung der Stabeisen- und Rohstahl-Bereitung, Grätz 1845. Von den Wasserrädern handelt auch Morin's Leçons de Mécanique, pratique, Part. II. Ebenso: Band II von Redtenbacher's Maschinenbau, Mannheim 1863, und Band I von Rühlmann's allgemeiner Maschinenlehre. Ein Wasserrad mit schrägen Schaufeln von Delnest ist beschrieben in Dingler's polytech. Journal Bd. 173.

Drittes Capitel.

Die Turbinen.

§. 99. **Turbinen.** Man bezeichnet mit diesem Namen eine Anzahl von Wasserrädern, in denen das Wasser vermöge seiner lebendigen Kraft, d. h. vermöge der Geschwindigkeit wirkt, welche es unter Einfluß seiner Gefällhöhe erlangt. Eine Gewichtswirkung des Wassers, wie sie vornehmlich bei den im vorhergehenden Capitel besprochenen verticalen Wasserrädern auftritt, wobei nämlich das Wasser direct durch sein Gewicht einzelne Zellen oder Gefäße niederzieht, findet bei den Turbinen nicht statt. Insofern auch bei den unterschlächtigen und Ponceleträdern das Wasser fast ausschließlich vermöge seiner Geschwindigkeit zur Wirkung kommt, läßt sich ein scharfer Unterschied zwischen diesen Rädern und den Turbinen nicht machen, insbesondere schließt sich die Wirkung des Wassers im Ponceletrade sehr eng derjenigen in gewissen Turbinen an.

Die lebendige Kraft des bewegten Wassers hat man schon seit langer Zeit dadurch nutzbar gemacht, daß man das aus größerer Höhe niederstürzende Wasser in einem Strahle gegen Schaufelflächen stoßen ließ, welche an einer drehbaren Axe befestigt waren. Solche Stoßräder, welche namentlich in Gebirgsgegenden ehedem in verschiedenen Ausführungen in Gebrauch waren, gaben wegen des mit dem Stoße verbundenen Verlustes immer nur einen geringen Wirkungsgrad, und daher werden derartige Räder heute nicht mehr, oder doch höchstens in solchen Ausnahmsfällen angewendet, in denen es bei überschüssig vorhandener Wasserkraft darauf ankommt, mit den einfachsten Mitteln und unbekümmert um den Wirkungsgrad eine Betriebskraft zu schaffen.

Dagegen sucht man bei allen neueren Turbinen ohne Ausnahme die Anordnung so zu treffen, daß zur Vermeidung des besagten Verlustes das Wasser ohne Stoß in das Rad eingeführt wird. Wenn dann ferner dafür gesorgt wird, daß das Wasser möglichst todt, d. h. mit thunlich kleinster Geschwindigkeit das Rad verläßt, so muß dasselbe den größten Theil seiner lebendigen Kraft während seines Durchganges durch das Rad an das letztere abgegeben haben, und zwar geschieht dies, wie sich aus dem Folgenden ergeben wird, durch eine stetige Druckwirkung und ohne jeden Stoß. Die mit einer solchen Wirkung unvermeidlich verbundenen Verluste bestehen

daher außer in der geringen lebendigen Kraft, die das Wasser aus dem Rade mit herausnimmt, wesentlich nur in den Bewegungshindernissen, welche mit dem Durchgange des Wassers durch das Rad verbunden sind. Diese inneren Widerstände thunlichst gering zu machen und das Wasser mit der möglich kleinsten Geschwindigkeit aus dem Rade zu entlassen, ist daher neben dem Erforderniß einer stoßfreien Wassereinführung die Hauptbedingung jeder zweckmäßigen Turbinenausführung.

Die Turbinen werden meistens als horizontale, auf verticalen Axen befindliche Räder ausgeführt, obwohl man auch in einzelnen Fällen die Axen horizontal anordnet, wenn besondere Verhältnisse dies wünschenswerth machen. Im Folgenden soll, wenn nicht eine andere Voraussetzung besonders gemacht wird, immer eine verticale Axe der Turbine angenommen werden. Hinsichtlich der Richtung, in welcher das Betriebswasser durch das Rad geführt wird, unterscheidet man Axialturbinen von Radialturbinen, je nachdem das Wasser in der Richtung der Axe, also senkrecht zur Radebene, oder in dieser letzteren in radialer Richtung das Rad durchströmt. Die Radialturbinen heißen innere, wenn die Wasserführung von innen nach außen geschieht, während man unter äußeren Radialturbinen solche versteht, denen das Wasser im äußeren Umfange zugeführt wird.

Das Aufschlagwasser wird den Turbinen, eine verticalstehende Axe vorausgesetzt, meistens von oben zugeführt, doch kann ausnahmsweise die Zuführung auch durch ein gekrümmtes, von unten aufsteigendes Rohr geschehen, in welchem Sinne man von oberer und unterer Beaufschlagung spricht. Eine Turbine, welcher das Wasser ringsum auf dem ganzen Umfange der Eintrittsfläche zugeführt wird, heißt eine Vollturbine, im Gegensatze zu den Partialturbinen, d. h. denjenigen Rädern, welche nur an einem Theile des Eintrittsumfanges beaufschlagt werden. Die Bezeichnungen Hochdruck-, Mitteldruck- und Niederdruck-Turbinen wählt man je nach dem mehr oder minder hohen Gefälle des Betriebswassers, ohne daß in dieser Hinsicht bestimmte Zahlen als scharfe Grenzwerthe angegeben werden können. Es mag nur bemerkt werden, daß Turbinen für alle möglichen Gefälle, von den kleinsten bis zu den größten, vortheilhaft ausgeführt werden können.

Die Aufstellung eines Turbinenrades kann eben sowohl unmittelbar über dem Unterwasser geschehen, in welchem Falle sich das Rad in der freien Luft dreht, wie auch andererseits eine vollständige Tauchung des Turbinenrades in das Unterwasser vorgenommen werden kann. Sehr häufig pflegt man, besonders bei höheren Gefällen, das Turbinenrad in größerer Höhe über dem Unterwasser aufzustellen, indem man das aus dem Rade tretende Wasser durch ein luftdichtes bis in das Unterwasser reichendes Rohr abführt, um auf diese Weise das unter dem Rade befindliche Gefälle nicht zu ver-

lieren. Hierbei wirkt nämlich die in dem besagten Rohre hängende, von dem Atmosphärendrucke getragene Wassersäule saugend, wodurch schon ausgesprochen ist, daß diese Unterwassersäule den Betrag der Wasserbarometerhöhe (10,336 m) nicht übersteigen darf.

Wenn der Oberwasserspiegel nur in geringer Höhe über dem Turbinenrade gelegen ist, so läßt man das Betriebswasser frei in das oben offene Turbinengehäuse eintreten, während man bei höherem Gefälle das Turbinengehäuse in Form eines oberhalb durch einen Deckel geschlossenen eisernen Behälters ausführt, dem das Wasser seitlich durch ein Ansatzrohr zugeführt wird und aus dessen Deckel die Turbinenwelle mittelst einer Stopfbüchse wasserdicht heraustritt. Für solche ganz in einem Rohre befindliche Turbinen gebraucht Rittinger den Namen Rohrturbinen.

In Betreff der Wirkungsweise des Wassers ist bei den Turbinen noch eine wichtige Unterscheidung in folgender Weise zu machen. Denkt man sich das Betriebswasser, dessen Gefälle h sein mag, dem Rade mit einer Geschwindigkeit c zugeführt, wie sie in Folge dieses Gefälles erreichbar ist, welche also, abgesehen von Nebenhindernissen, durch $c = \sqrt{2gh}$ ausgedrückt ist, so beruht die Wirkung dieses bewegten Wassers lediglich in der Umsetzung dieser erlangten Geschwindigkeit in Arbeit, indem das Wasser einen Druck auf die Schaufelflächen ausübt, welche in der Richtung dieses Druckes mit einer gewissen Geschwindigkeit ausweichen. Derartig construirte Turbinen nennt man schlechtweg Druckturbinen, auch wohl Strahlturbinen*), weil, wie sich später ergeben wird, bei ihnen das Wasser sich in Gestalt von Wasserstrahlen über die Schaufelflächen hin bewegt. Denkt man dagegen andererseits, das Wasser werde dem Rade mit einer kleineren Geschwindigkeit $c = \sqrt{2gh_c}$, entsprechend einer Geschwindigkeitshöhe h_c zugeführt, so wird dieses Wasser bei seinem Eintritte in das Rad außer dieser Geschwindigkeit c auch noch eine gewisse hydraulische Pressung besitzen, welche den Atmosphärendruck um eine Größe γh_p übertrifft, wenn γ das specifische Gewicht des Wassers (1000 kg) und $h_p = h - h_c = h - \frac{c^2}{2g}$ die sogenannte hydraulische Druckhöhe vorstellt, welche bekanntlich (s. I, Abschnitt VII, Capitel 1) gleich der um die Geschwindigkeitshöhe $\frac{c^2}{2g}$ verminderten hydrostatischen Druckhöhe ist. Diese hydraulische Pressung wird ebenfalls in mechanische Arbeit umgesetzt und an das Rad übertragen, indem diese Pressung, wie aus dem Folgenden sich ergeben wird, zur Beschleunigung der relativen Bewegung

*) S. Fink, Zur Theorie der Vollturbinen und der Strahlturbinen, Ztschrft. des Ver. deutsch. Ing., 1881.

des Wassers in dem Rade aufgewendet wird. Man nennt die diesbezügliche Wirkung des Wassers seine Reactionswirkung, und Turbinen dieser Art **Reactionsturbinen**, auch wohl **Ueberdruckturbinen** wegen des gedachten Ueberdrucks. Man kann sich zur Erläuterung die hydraulische Pressungshöhe h_p etwa als ein **mit in das Turbinenrad übergegangenes Gefälle** vorstellen, welches erst innerhalb des Rades zur Geschwindigkeitserzeugung benutzt wird, im Gegensatz zu den Druckturbinen, bei denen das ganze disponibele Gefälle dazu aufgewendet wird, dem Wasser schon **vor** seinem Eintritte in das Rad die zugehörige Geschwindigkeit zu ertheilen.

Aus dem Vorstehenden ist schon ersichtlich, daß es niemals möglich sein wird, das ganze vorhandene Gefälle h zur Reactionswirkung zu benutzen, da immer eine bestimmte Druckhöhe $h_c = \frac{c^2}{2g}$ zur Erzeugung der dem Wasser zu ertheilenden Einführungsgeschwindigkeit erforderlich ist, so daß als **Reactionsdruckhöhe** nur der Rest

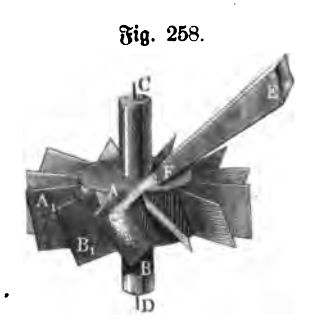
$$h_p = h - h_c$$

verbleibt. Von welchen Verhältnissen die Größe der Reactionswirkung abhängig ist, wird sich in der Folge zeigen. Hier mag vorläufig nur angeführt werden, daß die Zellenräume aller Reactionsturbinen stets gänzlich vom Wasser erfüllt sein müssen, weil das Wasser die in ihm vorhandene Pressung dem Charakter der Flüssigkeiten gemäß nach allen Richtungen gleichmäßig ausübt. Dagegen wird das Wasser bei den reinen Actions- oder Druckturbinen, für welche die Pressungshöhe $h_p = 0$ ist, ein Bestreben zum Ausfüllen der Radzellen nicht haben. Dasselbe wird vielmehr bei seiner Bewegung entlang einer Radschaufel an jeder Stelle genau denjenigen Querschnitt annehmen, welcher seiner relativen Geschwindigkeit daselbst entspricht; mit anderen Worten, das Wasser wird sich in Form eines zusammenhängenden Strahles an der Schaufel entlang bewegen. Eine vollständige Ausfüllung der Radzellen durch das Wasser findet daher bei den Druckturbinen im Allgemeinen nicht statt, man kann eine gänzliche Erfüllung der Canäle aber erreichen, wenn man den Schaufeln selbst derartige Abmessungen giebt, daß jeder der zwischen ihnen verbleibenden Zwischenräume genau mit demjenigen Raume übereinstimmt, welchen der durchpassirende Wasserstrahl einnimmt. Zu welchem Zwecke dies unter Umständen geschieht, wird sich in der Folge ergeben.

Stossräder. Die einfachsten, jedoch auch unvollkommensten horizontalen Wasserräder sind die sogenannten **Stoßräder** oder **Stoßturbinen**. Sie bestehen, wie ACD, Fig. 258 (a. f. S.), aus 16 bis 20 rechteckigen Schaufeln AB, A_1B_1 u. s. w., welche so auf den Radkörper aufgesetzt sind, daß **§. 100.**

sie 50 bis 70° Neigung gegen den Horizont erhalten. Das Wasser wird ihnen durch ein pyramidales Gerinne EF unter 40 bis 20° Neigung so zugeführt, daß es ziemlich winkelrecht auf die Schaufeln aufschlägt. Man wendet diese Räder bei 3 bis 6 m Gefälle in solchen Fällen an, wo es sich um eine große Umdrehungszahl handelt, wie z. B. bei Mahlmühlen. Dabei wird der Mühlstein oder Läufer direct auf die Welle des Rades gesetzt, so daß man in der einfachsten Art unter Vermeidung aller Zwischentransmissionen zum Ziele gelangt. Solche Räder, deren Wirkungsgrad nur sehr gering ist, finden sich nur noch hier und da in Gebirgsgegenden, z. B. in den Alpen, Pyrenäen und in Algier, unter Verhältnissen, wo es hauptsächlich auf möglichste Einfachheit der Construction, dagegen gar nicht auf ökonomische Verwendung der meist im Ueberschuß vorhandenen Wasserkraft ankommt. Man giebt den Rädern dann ungefähr 1,5 m Durchmesser und den Schaufeln 0,4 m Höhe in axialer Richtung und eine radiale Breite von 0,20 bis 0,25 m.

Fig. 258.



Zur Vergrößerung der Wirkung des Wassers hat man die Schaufeln derartiger Räder gekrümmt, um dem Wasser, welches sich nach dem Stoße gegen die Schaufel auf derselben mit einer gewissen Geschwindigkeit entlang bewegt, noch einen Theil der in ihm vorhandenen Kraft zu entziehen. Durch diese Krümmung wird (s. Thl. I, Abthl. VII, Cap. 9) das Wasser von seiner sonst geradlinigen Bahn abgelenkt und dadurch veranlaßt, einen Druck gegen die hohle Schaufelfläche auszuüben, in ähnlicher Weise, wie dies bei allen neueren Turbinen der Fall ist und im Folgenden näher untersucht werden soll.

Zu der Classe dieser Stoßräder mit krummen Schaufeln gehören auch diejenigen, welche die Franzosen rouets volants nennen, und über deren Wirkungen Piobert und Tardy Versuche angestellt haben*). Die Ergebnisse dieser Versuche an einem Rädchen, wie Fig. 259, von 1,5 m Durchmesser, 0,20 m Höhe und mit 20 gekrümmten Schaufeln waren bei einem Gefälle von 4,25 m zwischen dem Spiegel des Oberwassers und der unteren Radebene, und bei einem Aufschlage von 0,3 cbm pro Secunde folgende: Bezeichnet $c = \sqrt{2gh}$ die dem Gefälle entsprechende Geschwindigkeit des Wassers und v die Umfangsgeschwindigkeit des Rades, so ergab sich der Wirkungsgrad η für

---

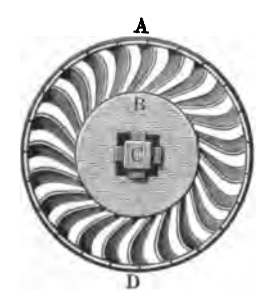
*) Expériences sur les roues hydrauliques à axe vertical etc. par Piobert et Tardy, Paris, 1840.

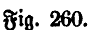
$$\frac{v}{c} = 0{,}72 \quad 0{,}66 \quad 0{,}56$$

$$\eta = 0{,}16 \quad 0{,}31 \quad 0{,}40.$$

Man nennt die vorstehend besprochenen Räder, bei welchen das Wasser vorzüglich durch Druck wirkt, indem es an gekrümmten Schaufeln niederfließt, Borda'sche Turbinen. Die Construction solcher Turbinen führt Fig. 260 vor Augen. Der Verfasser hat das Original als Umtriebsmaschine für sechs Amalgamirfässer und ein anderes zum Umtriebe eines Mahlganges zu Huelgoat in der Bretagne gesehen. Die krummen Schaufeln

Fig. 259.




Fig. 260.



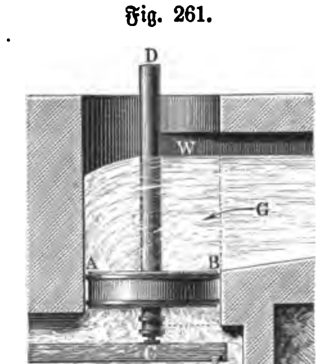
waren aus drei Buchenholzbrettchen zusammengesetzt, und zwischen aus Dauben zusammengesetzten Mänteln, wovon der äußere mit zwei eisernen Ringen umgeben war, eingesetzt. In Fig. 260 ist AB eine Schaufel, C die Welle und D der unter 45° geneigte Wassereinfalllutten. Der Durchmesser des Rades betrug $1^1/_2$ m, die 20 Schaufeln dieses Rades waren 0,36 m lang und 0,44 m hoch. Uebrigens machte das Rad bei einem Gefälle von 5 m 40 Umdrehungen in der Minute.

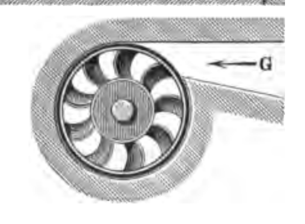
Ueber die effectiven Wirkungen der Borda'schen Turbinen sind sichere Beobachtungen nicht bekannt. Borda giebt das Verhältniß der effectiven Leistung zur theoretischen 0,75 an.

Poncelet bemerkt sehr richtig, daß es zweckmäßig ist, den Rädern eine große Höhe und einen großen Durchmesser zu geben, und die Schaufeln weniger lang zu machen, also die beiden Mäntel oder Trommeln nicht weit von einander abstehen zu lassen. Durch die größere Radhöhe erlangt man ein kleineres Geschwindigkeitsgefälle, und daher auch kleinere Wasser- und Radgeschwindigkeiten, durch einen größeren Durchmesser erhält man eine kleinere Umdrehungszahl, und da bei einem größeren Rade bei gleichem Fassungsraume die Radweite eine kleinere sein kann, so erhält man auch dadurch kleinere Abweichungen in der Geschwindigkeit der neben einander niederfließenden Wasserfäden.

Zu den Rädern, bei welchen das Wasser mit Stoß eintretend an den gekrümmten Schaufeln niederfließt, gehören noch die Tonnen- oder Kufenräder, welche noch im südlichen Frankreich häufiger vorkommen und schon von Bélidor in seiner Architecture hydraulique beschrieben worden sind. Auch d'Aubuisson behandelt diese Räder ziemlich ausführlich in seiner Hydraulik. Endlich haben Piobert und Tardy in der oben angeführten Abhandlung die Resultate der von ihnen angestellten Versuche angeführt, welche allerdings keineswegs günstig sind. Diese Räder, Fig. 261, weichen in der Form von den oben betrachteten Stoßrädern der Fig. 259 nicht ab, sie haben jedoch nur 1 m im Durchmesser und nur neun krumme Schaufeln. Das aus zwei Stücken zusammengesetzte Rad ist mit eisernen Reifen gebunden und seine Welle *CD* ruht mit dem Spurzapfen *C* auf einem um *O* drehbaren Hebel, um die Welle sammt dem auf derselben sitzenden Mühlsteine heben und senken zu können, wie es zum Zwecke des Mahlprocesses erforderlich ist. Das Rad befindet sich nahe am Fuße eines cylindrischen 2 m hohen und 1,02 m weiten Schachtes *AWB*, welchem das Wasser durch ein tangential an das Rad angeschlossenes Gerinne *G* zugeführt wird. Letzteres verjüngt sich auf 3 bis 4 m Länge von seiner anfänglichen Breite von 0,75 m bis auf diejenige 0,25 m bei seiner Einmündung in die schachtförmige Radstube. Das mit großer Geschwindigkeit zufließende Wasser nimmt in der Radstube eine wirbelnde Bewegung an und wirkt dann stoßend und drückend gegen die Radschaufeln, indem es in deren Zwischenräumen nach unten strömt. Ein großer Theil des Wassers kommt dabei aber gar nicht oder nur unvollkommen zur Wirkung, indem er entweder in dem Zwischenraume zwischen Rad und Schacht entweicht, oder beim Durchgange durch die weiten Schaufelräume nicht hinreichende Gelegenheit hat, seine Kraft auszuüben. Aus diesem Grunde ist auch der Wirkungsgrad dieser Räder sehr klein. Bei den besseren Rädern in der Hospitalmühle zu Toulouse fanden Piobert und Tardy den Wirkungsgrad höchstens gleich 0,27, und zwar bei einem Gefälle von 3 m, einem Aufschlag von 0,45 cbm und einer Umdrehungszahl

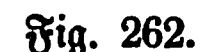
Fig. 261.

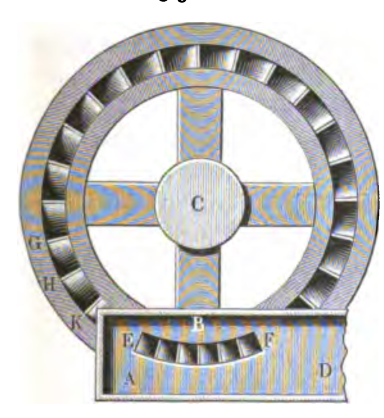




$n = 100$. War unter übrigens gleichen Verhältnissen $n = 120$, so stellte sich $\eta = 0{,}22$ und für $n = 133$ sogar nur $\eta = 0{,}15$ heraus. Die Räder in der sogenannten Basacle-Mühle gaben ihres schlechten Zustandes wegen höchstens einen Wirkungsgrad $\eta = 0{,}18$.

D'Aubuisson berichtet, daß man bei neuen Ausführungen das Rad nicht in, sondern unmittelbar unter den Schacht gestellt und dafür etwas weiter gemacht hat, als diesen Raum; daß man auch das Zuführungsgerinne bedeutend abgekürzt und hierdurch den Effect um $^1/_3$ erhöht hat. Wenn man aber auch mit d'Aubuisson für diese Räder den Wirkungsgrad zu 0,25 annimmt, so erhält man doch eine viel kleinere Leistung als durch die oben betrachteten freistehenden Stoßräder, welche d'Aubuisson mit roues à buse bezeichnet.


Fig. 262.



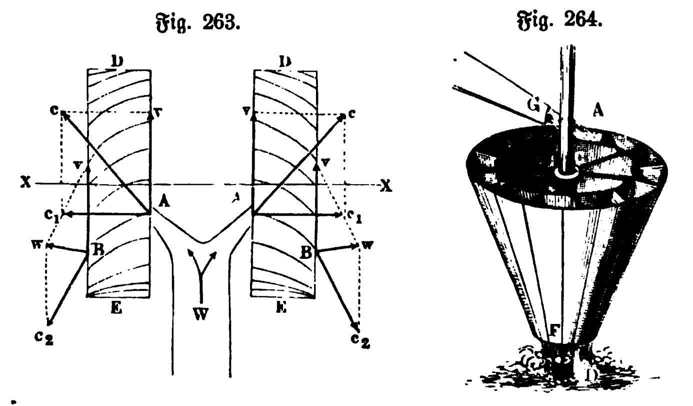
Die Turbinen von Burdin, oder turbines à évacuation alternative, wie sie Burdin selbst nennt, sind die vorzüglichsten der hierher gehörigen Räder. Sie sind im Wesentlichen von den einfachen Borda'schen Turbinen nur dadurch verschieden, daß bei ihnen das Wasser an mehreren Punkten zugleich eintritt, und daß die Ausmündungen auf drei concentrische Kreise vertheilt sind. Die letztere Anordnung geschieht deshalb, damit das mit einer sehr kleinen absoluten Geschwindigkeit abfließende Wasser dem Rade keine Hindernisse in seiner Umdrehung entgegensetze. Das erste Rad dieser Art hat Burdin in der Mühle zu Pont-Gibaud ausgeführt, und in den Annales des Mines, III. Serie, T. III, beschrieben. Fig. 262 stellt einen Grundriß dieses Rades vor. *ABD* ist der unmittelbar über dem Rade stehende Speisebehälter, welcher auf der einen Seite mit dem Aufschlaggerinne in Verbindung steht und im Boden eine Reihe *EF* von Mundstücken hat, durch welche das Wasser in einer geneigten Richtung in das Rad eingeführt wird. Das um die Axe *C* umlaufende Rad besteht aus einer Reihe von Canälen, deren Einmündungen zusammen einen ringförmigen Raum *GHK*... bilden, welcher sich genau unter dem von den Mundstücken gebildeten Bogen *EF* bewegt, so daß das Wasser ungehindert aus diesen in jene eintreten kann. Die Canäle (franz. couloirs) laufen oben senkrecht, unten aber ziemlich horizontal und beinahe tangential und zwar in drei verschiedenen Kreisen aus; es befindet sich nämlich nur der dritte Theil sämmtlicher Ausmündungen dieser Canäle genau unter dem von den Einmündungen

gebildeten Ringe *GHK*..., das andere Drittel, wie z. B. *H*, mündet aber innerhalb, und das dritte Drittel, wie z. B. *K*, mündet außerhalb des gedachten Ringes aus.

Durch die Versuche, welche an der Burdin'schen Turbine in Pont-Gibaud angestellt worden sind, hat sich bei einem Aufschlag Q von 0,0935 cbm und einem Gefälle h von 3,24 m ein Wirkungsgrad $\eta = 0,67$ herausgestellt. Die vorher zu demselben Zwecke angewendete Stoßturbine erforderte bei gleicher Leistung das dreifache Wasserquantum. Der Durchmesser dieses Rades betrug 1,4 m, die Höhe 0,4 m, und die Schaufelzahl 36.

Man kann auch nach dem Principe der Burdin'schen Turbinen verticale Wasserräder, wie *DE*, Fig. 263, construiren, und denselben das Wasser durch eine Röhre *WA* zuführen, welche nahe über dem Radtiefsten ausmündet. Zwei Räder sind hier nebeneinander auf derselben Axe angebracht, um die Wirkung des einseitigen Wasserdruckes auf die Axe aufzuheben.

Hier sind auch diejenigen Räder anzuführen, welche mehr oder weniger die Form eines umgestürzten Kegels haben, welche man in Frankreich roues à poires oder Danaides nennt und deren schon Bélidor in seiner Architect. hydr. erwähnt. Es besteht ein solches Rad nach Fig. 264 im Wesentlichen aus einer stehenden Welle *CD* und aus zwei kegelförmigen Mänteln



mit Scheidewänden, welche den hohlen Raum zwischen beiden Mänteln in von oben nach unten laufende Canäle theilen. Das Aufschlagwasser wird durch ein Gerinne *G* oben zu- und durch die Oeffnung *F* unten nahe an der Axe abgeführt, nachdem es die erwähnten Radcanäle durchlaufen hat. Bei der einfachsten Construction dieser Art sind die Scheidewände durch verticale ebene, bei anderen durch schiefe oder Schraubenflächen gebildet. Bei den Rädern, welche Bélidor beschreibt, fehlt übrigens der äußere Mantel ganz, wofür das Rad in einen conischen, ziemlich genau an die Schaufeln oder Scheidewände anschließenden Behälter gestellt ist.

Anmerkung. Das vorstehend beschriebene Rad ist auch unter dem Namen der Danaide von Burdin bekannt. Die ältere Danaide von Manouri d'Ectot hatte eine hiervon abweichende Construction, wiewohl sie im Princip mit dieser ziemlich übereinstimmte. Dieses Rad bestand aus einem Blechcylinder mit vertical und radial gestellten Scheidewänden und einer Ausflußöffnung in der Nähe der verticalen Drehaxe. Das Wasser wurde oben nahezu tangential eingeführt, ging durch den Zwischenraum zwischen der cylindrischen Trommel und

Fig. 265.



den Scheidewänden hindurch und traf zunächst die Innenfläche der Trommel, wodurch es dieselbe sammt dem ganzen damit verbundenen Apparate in Umdrehung setzte. Hierbei floß es allmälig auf den Boden herab und gelangte von da zur Ausflußöffnung. S. Dictionnaire des Sciences mathémat. par Montferrier, Art. Danaide.

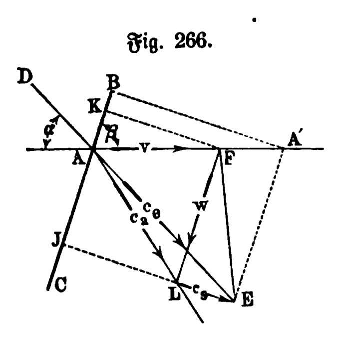
Man kann einer Danaide auch die Form eines durch eine verticale Scheidewand getheilten Gefäßes ABM nach Fig. 265 geben, wobei das Wasser durch eine gekröpfte Röhre HE zutritt und durch zwei Mundstücke F tangential in das

Rad ABC eingeführt wird, während es durch die Mündung C zum Austrage gelangt. Durch ein auf den unteren cylindrischen Theil B des Rades aufzusetzendes Triebrad läßt sich die Umdrehungskraft auf die Arbeitsmaschine übertragen.

Alle diese hier angeführten Räder sind unvortheilhaft und haben eine größere Verbreitung daher nicht gefunden.

§. 101. **Stosswirkung.** Die Art, wie das Wasser in den vorbeschriebenen Rädern durch Stoß zur Wirkung gelangt, ist wie folgt zu beurtheilen. Es sei BC, Fig. 266, eine ebene Schaufel, welche mit der Geschwindigkeit $AF = v$ sich horizontal bewege, und gegen welche in A ein freier Wasserstrahl mit der Geschwindigkeit $AE = c_e$ treffen soll. Denkt man sich diese Geschwindigkeit AE in zwei Componenten AF und FE zerlegt, von denen die erstere der Richtung und Größe nach mit der Schaufelgeschwindigkeit $AF = v$ übereinstimmt, so erhält man in der anderen Componente FE diejenige Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser relativ gegen die Schaufelfläche BC sich bewegt. Würde die Schaufel BC die Richtung FE haben, so würde das Wasser sich einfach mit dieser Geschwindigkeit FE an der Schaufel entlang bewegen, und es würde weder ein Stoß noch eine Kraftwirkung gegen die Schaufel stattfinden, das Wasser vielmehr ungestört und ohne Ablenkung in seiner ursprünglichen Richtung DAE das Rad durchströmen. Da indessen die Schaufel nicht die Richtung FE, sondern diejenige AC oder FL hat, so wirkt das Wasser stoßend gegen die Schaufel und überträgt in Folge dessen eine gewisse mechanische Arbeit an dieselbe. Die Geschwindigkeit FE kann man sich in die beiden zu einander senkrechten Componenten FL parallel der Schaufel und LE normal zu derselben zerlegt denken. Während die Strecke $FL = w$ die relative Geschwindigkeit vorstellt, mit welcher das Wasser entlang der Schaufel sich bewegt, wird die dazu senkrechte Componente $LE = c_s$ durch den stattfindenden Stoß vernichtet, d. h. in Wirbel und Wärmebewegung verwandelt, und die zugehörige mechanische Arbeit geht für den beabsichtigten Zweck verloren. Das Wasser besitzt daher nach dem stattgehabten Stoße außer der Geschwindigkeit $AF = v$ mit dem Rade die relative Geschwindigkeit $FL = w$ in dem Rade, also eine absolute Geschwindigkeit $AL = c_a$, mit welcher es die Schaufel verläßt.

Fig. 266.



Jede Gewichtseinheit (Kilogr.) Wasser, welche der Eintrittsgeschwindigkeit c_e entsprechend ein Arbeitsvermögen $L_e = \frac{c_e^2}{2g}$ mit in das Rad hineinnimmt, ent-

führt demselben vermöge der Austrittsgeschwindigkeit $AL = c_a$ eine Wirkungsfähigkeit $L_a = \frac{c_a^2}{2g}$. Da nun durch den Stoß die Arbeit $L_s = \frac{c_s^2}{2g}$ vernichtet worden ist, so bestimmt sich die an das Rad abgegebene Arbeit einfach zu

$$L = L_e - L_a - L_s = \frac{c_e^2 - c_a^2 - c_s^2}{2g}.$$

Nach der Figur ist aber

$$c_e^2 = c_a^2 + c_s^2 + 2 c_a c_s \cos ALJ = c_a^2 + c_s^2 + 2 c_s v \sin \beta,$$

so daß man hiermit die an das Rad abgegebene Leistung zu

$$L = \frac{2 c_s v \sin \beta}{2g} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (1)$$

erhält. Setzt man hierin

$$c_s = LE = JE - JL = c_e \sin(\alpha + \beta) - v \sin \beta,$$

so erhält man die Stoßwirkung:

$$L = 2 v \sin \beta \, \frac{c_e \sin(\alpha + \beta) - v \sin \beta}{2g}$$

$$= v \sin \beta \, \frac{c_e \sin(\alpha + \beta) - v \sin \beta}{g} \quad \ldots \ldots \quad (2)$$

Nimmt man eine bestimmte Neigung β der Schaufel gegen die Umdrehungsebene an, so erhält man für dieselbe das Maximum der Stoßwirkung L mit dem größten Werthe von $\sin(\alpha + \beta)$, d. h. für $\alpha + \beta = 90^0$, und es ist daher die Stoßwirkung für den Fall, daß das Wasser senkrecht zu der Richtung AC der Schaufel eingeführt wird:

$$L = v \sin \beta \, \frac{c_e - v \sin \beta}{g} \quad \ldots \ldots \quad (3)$$

Um denjenigen Werth von v zu bestimmen, für welchen diese Leistung ein Maximum wird, findet man durch Differentiation nach v die Bedingung

$$c_e - 2 v \sin \beta = 0,$$

d. h.

$$v = \frac{1}{2} \frac{c_e}{\sin \beta} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (4)$$

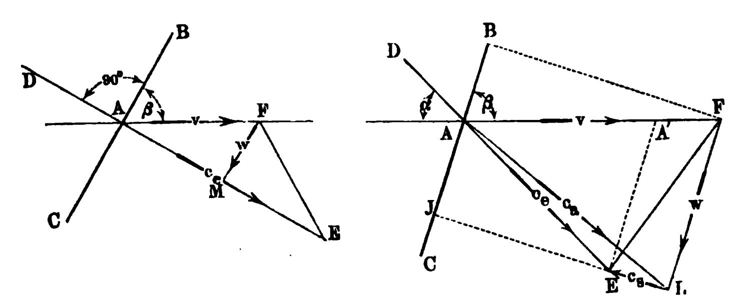
und zwar erhält man damit die Stoßwirkung

$$L = \frac{c_e}{2} \, \frac{c_e - \frac{c_e}{2}}{g} = \frac{1}{2} \frac{c_e^2}{2g} = \frac{1}{2} h \quad \ldots \quad (5)$$

wenn unter $h = \frac{c_e^2}{2g}$ die zur Erzeugung der Eintrittsgeschwindigkeit c_e erforderliche Gefällhöhe verstanden wird.

Man erhält also in diesem günstigsten Falle, d. h. unter einer zur Schaufel senkrechten Einführung des Wasserstrahles und bei einer Schaufelgeschwindigkeit v, deren Projection $v \sin\beta$ auf den Wasserstrahl gleich der halben Eintrittsgeschwindigkeit ist, nur die Hälfte der in dem Wasser enthaltenen lebendigen Kraft als nützliche auf das Rad übertragene Wirkung. Von diesem Zusammenhange erhält man auch durch die Zeichnung eine deutliche Vorstellung. Wenn nämlich in Fig. 267 die Eintrittsgeschwindigkeit $c_e = AE$ senkrecht zur Schaufelrichtung BC angenommen wird, und man giebt der Schaufel eine Geschwindigkeit $v = \frac{c_e}{2 \sin\beta} = AF$, welche man erhält, wenn man in der Mitte M von AE eine Senkrechte errichtet, so

Fig. 267. Fig. 268.



liefert die oben angegebene Zerlegung der Eintrittsgeschwindigkeit AE nach AF und FE in $ME = \frac{1}{2} c_e$ die durch den Stoß verloren gehende Geschwindigkeit c_s, während die relative Schaufelgeschwindigkeit $FM = w$ zusammen mit der Radgeschwindigkeit $AF = v$ die absolute Austrittsgeschwindigkeit $AM = c_a = \frac{1}{2} c_e$ ergiebt. Von der ganzen, jedem Kilogramm Wasser innewohnenden Arbeitsfähigkeit $\frac{c_e^2}{2g}$ wird daher $\frac{1}{4}$ durch den Stoß aufgezehrt und $\frac{1}{4}$ von dem Wasser aus dem Rade entführt, so daß nur die Hälfte der lebendigen Kraft an das Rad abgegeben wird, vorausgesetzt, daß von allen sonstigen Bewegungshindernissen abgesehen wird.

Wenn die oben angegebene Zerlegung der Geschwindigkeit $c_e = AE$ in Fig. 268 neben der Geschwindigkeit $AF = v$ eine Componente liefert, welche wie FE gegen die Schaufel BC hin gerichtet ist, so ist dies ein Zeichen, daß nunmehr nicht das Wasser gegen die Vorderfläche der Schaufel, sondern vielmehr die Schaufel mit ihrer Rückfläche gegen das Wasser trifft, und daß daher nunmehr keine Leistung an das Rad übertragen, sondern von dem letzteren eine Arbeit verrichtet werden muß. Die Größe dieses Arbeitsbetrages ist ebenfalls durch die

Gleichung (2) bestimmt, wie sich unmittelbar aus der Figur ergiebt. Der Arbeitsbetrag L wird nämlich nicht nur zur Ueberwindung des Stoßwiderstandes $\frac{c_s^2}{2g}$, sondern auch dazu verwendet, die absolute Eintrittsgeschwindigkeit $AE = c_e$ in die absolute Austrittsgeschwindigkeit

$$AL = c_a = \sqrt{c_e^2 + c_s^2 + 2c_s . EJ}$$

zu verwandeln, so daß die ganze von dem Rade auszuübende mechanische Leistung sich wie oben zu:

$$L = c_a^2 - c_e^2 + c_s^2 = 2c_s(c_s + EJ) = 2c_s v \sin\beta \ . \quad (1)$$

ermittelt. Dieser Fall liegt bei den Wurfrädern vor, bei welchen die Schaufeln durch ihre Drehung dem Wasser eine gewisse Geschwindigkeit c zu ertheilen haben, vermöge dessen dasselbe auf die Höhe $\frac{c^2}{2g}$ emporsteigen kann.

In jedem Falle, mit Ausnahme des zur Schaufel senkrechten Wassereintritts der Fig. 267, ist mit einer Wirkung des Wassers auf die Schaufel oder der Schaufel auf das Wasser eine Ablenkung des letzteren von seiner geradlinigen Bewegung DA in die Richtung AL verbunden, und man sieht aus der Fig. 266 und 268, daß der hohle Winkel DAL oder die concave Seite des absoluten Wasserweges dem ankommenden Wasser, Fig. 266, zugewendet oder nach der Bewegungsrichtung der Schaufel, Fig. 268, gekehrt ist, je nachdem die treibende Wirkung von dem Wasser oder von der Schaufel ausgeht.

Grundbedingungen für Turbinen. Der geringe Effect des gegen die Radschaufeln stoßenden Wassers, welcher nach dem vorigen Paragraphen im günstigsten Falle und unter Vernachlässigung aller Nebenhindernisse nur zu $^1/_2$ des vorhandenen Arbeitsvermögens ermittelt wurde, läßt von vorn herein alle Stoßräder als unvortheilhaft erscheinen. Der Grund dieser geringen Wirkung wurde ebenfalls im Vorstehenden in zwei Umständen erkannt. Erstens wird durch den Stoß selbst ein beträchtlicher Theil des Wirkungsvermögens vernichtet, und zweitens wird dem Rade durch die Geschwindigkeit des austretenden Wassers ein anderer Theil von mechanischer Arbeit entzogen. Der erstere, durch die Stoßwirkung veranlaßte Effectverlust läßt sich durch geeignete Wahl der Schaufelgeschwindigkeit v fast gänzlich vermeiden; er könnte vollständig beseitigt werden, wenn man die Schaufeln als Flächen von unendlich geringer Dicke ausführen könnte. Da diese Schaufeln aber immer eine gewisse, wenn auch geringe Stärke haben, so läßt sich auch der Stoßverlust niemals gänzlich beseitigen. In welcher Art dieser Einfluß der Schaufeldicken zu beurtheilen ist, soll weiter unten näher untersucht werden, vorläufig sei von der Dicke der Schaufelbleche abge- §. 102.

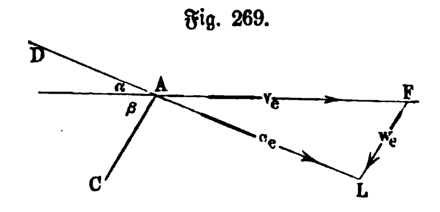
sehen. Unter dieser letzteren Voraussetzung kann man in der That von einem völlig stoßfreien Eintritte des Wassers in das Rad sprechen, welchen man nach dem Vorstehenden erreicht, wenn man die Schaufel AC in Fig. 266 und 268 in diejenige Richtung FL stellt, welche die zweite Componente der in die Schaufelgeschwindigkeit $v = AF$ und diese Componente zerlegten Eintrittsgeschwindigkeit c_e hat. Diese Bedingung des stoßfreien Eintritts ist eine für alle Turbinen ohne Ausnahme zu erfüllende Grundbedingung, welche sich nach Fig. 269 durch die Gleichungen ausdrückt:

$$\frac{v_e}{c_e} = \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\sin \beta} \quad \ldots \ldots \quad (6)$$

$$\frac{w_e}{c_e} = \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} \quad \ldots \ldots \quad (7)$$

wenn wieder α und β die Neigungswinkel des eintretenden Wassers und der Schaufel gegen die Bewegungsrichtung der letzteren und w_e die relative Geschwindigkeit des Wassers auf der Schaufel beim Eintritte in das Rad, sowie v_e die Radgeschwindigkeit an der Eintrittsstelle bedeuten.

Fig. 269.



Der andere Theil des Verlustes, welcher durch die dem Wasser bei dem Verlassen des Rades innewohnende Geschwindigkeit entsteht, würde zu seiner vollständigen Beseitigung erfordern, daß das Wasser seine absolute Geschwindigkeit auf Null herabsetzte. Diese Bedingung ist natürlich nicht zu erfüllen, weil zu einem stetigen Betriebe der Turbine jedes zur Wirkung gekommene Wassertheilchen auch stetig aus dem Rade entfernt werden muß, um den folgenden Wassertheilchen Raum zu geben. Hierzu muß das Wasser mit einer absoluten Geschwindigkeit c_a aus dem Rade treten, welche sich allgemein durch

$$c_a = \frac{Q}{F_a} \quad \ldots \ldots \quad (8)$$

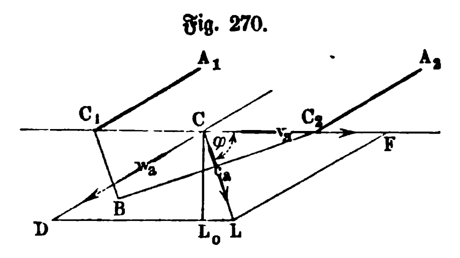
bestimmt, wenn Q die in jeder Secunde zur Wirkung kommende Wassermenge und F_a die auf der Geschwindigkeit c_a senkrechte Projection der Austrittsöffnung des Rades bezeichnet. Diese Geschwindigkeit c_a kann man bei einer gegebenen Wassermenge Q durch entsprechende Vergrößerung von F_a, d. h. von den Dimensionen des Rades zwar beliebig herabziehen, doch ist leicht zu erkennen, daß man aus praktischen Gründen in dieser Beziehung eine gewisse Grenze nicht überschreiten wird. Bei einer gewissen Größe von F_a nehmen die Dimensionen und das Gewicht des Rades näm-

lich solche Werthe an, daß die dadurch veranlaßten Zapfenreibungen, Luftwiderstände und sonstigen Nebenhindernisse jenen durch eine weitergehende Vergrößerung von F_a erzielbaren Vortheil erreichen und übersteigen würden. Hierdurch ist also die praktische Grenze gegeben, bis zu welcher man den mit der Austrittsgeschwindigkeit c_a unvermeidlichen Arbeitsverlust verringern kann. Nimmt man z. B. $c_a = \frac{1}{4} c = \frac{1}{4} \sqrt{2gh}$, d. h. gleich dem vierten Theile der zu dem ganzen vorhandenen Gefälle h gehörigen Geschwindigkeit an, so beträgt der entsprechende Austrittsverlust für jedes Kilogramm Wasser

$$\frac{c_a^2}{2g} = \frac{1}{16} h = 0{,}0625\, h,$$

oder $6\frac{1}{4}$ Proc. der vorhandenen Wirkungsfähigkeit. Dieses Verhältniß pflegt man bei gut ausgeführten Turbinen meistens zu finden, und nur bei sehr kleinen Wassermengen und großen Gefällen, bei welchen das Rad an sich nur geringe Dimensionen annimmt, wird man durch Vergrößerung der letzteren den gedachten Austrittsverlust etwa auf 4 bis 5 Proc. herabziehen können.

Fig. 270.



Als Austrittsquerschnitt F_a ist natürlich die auf der absoluten Austrittsgeschwindigkeit c_a senkrechte Projection der Radöffnung zu verstehen, und man hat also, wenn in Fig. 270 CL die aus der Radgeschwindigkeit $v_a = CF$ und aus der relativen Austrittsgeschwindigkeit $w_a = CD$ zusammengesetzte absolute Austrittsgeschwindigkeit c_a vorstellt, als den zwischen den beiden Schaufeln $A_1 C_1$ und $A_2 C_2$ vorhandenen Austrittsquerschnitt die Größe

$$C_2 B = C_1 C_2 \sin \varphi = F_a$$

anzusehen. Hieraus ergiebt sich ohne Weiteres, daß man bei einer gegebenen Größe des Rades, d. h. bei vorliegender Größe der Zellenweite $C_1 C_2$ den größtmöglichen Austrittsquerschnitt, also den geringsten Austrittsverlust erhält, wenn man $\varphi = 90^0$ wählt, d. h. wenn man die Anordnung so trifft, daß der Austritt des Wassers in einer zur Radöffnung normalen Richtung erfolgt.

Dies ist die zweite für alle Turbinen unerläßliche Grundbedingung, und dieselbe ist nach Fig. 271 (a. f. S.) durch die Gleichungen ausgedrückt:

$$\frac{c_a}{v_a} = tang\, \delta \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (9)$$

$$\frac{v_a}{w_a} = cos\, \delta \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (10)$$

oder

$$w_a^2 = c_a^2 + v_a^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (11)$$

wenn δ den Neigungswinkel des Schaufelendes C gegen die Bewegungsrichtung der Schaufel daselbst bezeichnet.

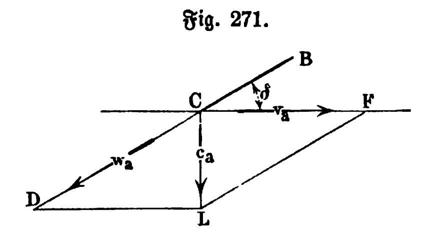
Daß eine schräg gegen die Radöffnung erfolgende Austrittsgeschwindigkeit c_a des Wassers, wie in Fig. 270, unzweckmäßig ist, kann man auch daraus erkennen, daß von dieser Geschwindigkeit CL nur die Componente

$$CL_0 = c_a \sin \varphi$$

auf Herausführung des Wassers aus der Radöffnung $C_1 C_2$ wirkt, dagegen die andere Componente $L_0 L = c_a \cos \varphi$ ganz ohne Zweck dem Rade entzogen wird, und besser an dasselbe zu übertragen wäre.

Damit das ohne Stoß in das Rad geführte Wasser an das erstere eine mechanische Wirkung übertrage, ist es nöthig, das Wasser von seiner geraden Bahn abzulenken, da nach dem vorigen Paragraphen leicht ersichtlich ist, daß nur durch eine solche Ablenkung in der Richtung eine Kraftübertragung möglich ist. Würde diese Ablenkung plötzlich in einzelnen Punkten geschehen, so daß die Schaufel und auch der Weg des Wassers durch gebrochene Linien sich darstellen würden, so würde auch in jedem einzelnen der Eckpunkte eine Stoßwirkung und damit ein Verlust an lebendiger Kraft auftreten. Wenn man dagegen die Schaufelfläche nach einem stetig gekrümmten Profil ausführt, so findet eine ununterbrochene Druckwirkung des Wassers gegen die Schaufel statt, und die Stoßverluste verschwinden. Als dritte Hauptregel gilt daher für alle Turbinen, die Schaufeln als stetig gekrümmte Flächen ohne scharfe Ecken oder Kanten auszuführen. Wie diese Druckwirkung zu erklären ist, soll demnächst besprochen werden.

Fig. 271.



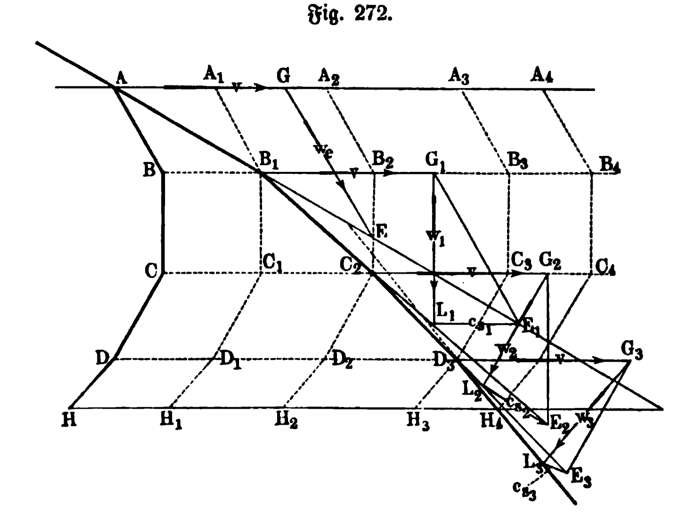
Aus den vorstehenden Bemerkungen folgt, daß es niemals möglich ist, die ganze vorhandene Wirkungsfähigkeit einer Wasserkraft durch eine Turbine auszunutzen, auch selbst dann nicht, wenn gar keine Nebenhindernisse, wie Reibungen ꝛc., vorhanden sein würden. Denn da die zur Abführung des Wassers nothwendig in demselben verbleibende Austrittsgeschwindigkeit c_a einen Arbeitsverlust von $\frac{c_a^2}{2g}$ für jedes Kilogramm Wasser darstellt, so würde auch in dem gedachten ideellen Zustande, für welchen gar keine Reibungswiderstände vorhanden wären, das nutzbar zu machende Gefälle höchstens den Werth $h - \frac{c_a^2}{2g} = h_n$ haben können, d. h. man würde selbst in diesem vollkommenen Zustande nur den Wirkungsgrad

$$\eta_i = \frac{h_n}{h} = \frac{h - \frac{c_a^2}{2g}}{h} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (12)$$

erzielen können. Dieser Werth, welcher nach dem Vorstehenden für gut ausgeführte Räder zu etwa 0,94 bis 0,95 angenommen werden kann, mag der ideelle Wirkungsgrad des Rades genannt werden.

§. 103. **Wirkung des Wassers durch seine Geschwindigkeit (Action).** Es sei $ABCDH$ in Fig. 272 eine aus mehreren ebenen Stücken zusammengesetzte Schaufel, gegen welche in A in der Richtung

Fig. 272.



AE ein Wasserstrahl mit der Geschwindigkeit $AE = c_e$ trifft. Zieht man durch E eine Parallele EG zu dem ersten Schaufelstück AB, so schneidet diese Parallele auf der Bewegungsrichtung AA_4 der Schaufel eine Strecke AG ab, welche als die Geschwindigkeit v der Schaufel angenommen werden muß, wenn das Wasser einen Stoß bei seinem Eintritte in das Rad nicht ausüben soll. Dies vorausgesetzt, also $v = AG$ angenommen, bewegt sich das Wasser ungestört in seiner anfänglichen Richtung AE so lange, bis es den Eckpunkt B der gebrochenen Schaufel erreicht. Dies ist in der Stellung $A_1B_1H_1$ der Schaufel der Fall, und in dieser Stellung findet in B_1 ein Stoß des betrachteten Wassertheiles statt, welcher genau wie in §. 101 zu beurtheilen ist. Zerlegt man zu dem Ende die Geschwindigkeit $B_1E_1 = AE = c_e$ in die Componente $B_1G_1 = AG = v$ und in G_1E_1, so wird von der letzteren G_1E_1 die zur neuen Schaufelrichtung BC

normale Componente $L_1 E_1 = c_{s_1}$ durch den Stoß vernichtet, während die mit BC parallele Componente $G_1 L_1$ die relative Geschwindigkeit w_1 des Wassers auf BC darstellt. Die absolute Geschwindigkeit des Wassers im Raume ist also durch $c_1 = B_1 L_1$ dargestellt. In dieser letzteren Richtung bewegt sich nun der Wassertropfen so lange, bis er in der nächstfolgenden Ecke C anlangt, was in der Schaufelstellung $A_2 B_2 C_2 H_2$ eintritt. Hier findet wiederum ein analoger Vorgang, wie in B_1 statt, und man findet wieder die durch den Stoß vernichtete Geschwindigkeit c_{s_2} in $L_2 E_2$, wenn man $C_2 E_2 = B_1 L_1 = c_1$, sowie $C_2 G_2 = AG = v$ macht und die Gerade $G_2 E_2$ in zwei Componenten parallel und senkrecht zu dem Schaufelstücke $C_2 D_2$ zerlegt. In $G_2 L_2$ erhält man dadurch die nunmehrige relative Geschwindigkeit w_2 und in $C_2 L_2$ die absolute Geschwindigkeit des Wassers, während dasselbe auf dem Theile CD der Schaufel sich bewegt. Ganz derselbe Vorgang findet endlich in dem Eckpunkte D statt, sobald die Schaufel in die Lage $A_3 B_3 C_3 D_3 H_3$ gekommen ist, und man findet durch dieselbe Construction die vernichtete Stoßgeschwindigkeit c_{s_3} in $L_3 E_3$, die relative Geschwindigkeit w_3 in $G_3 L_3$ und die absolute Geschwindigkeit c_3 in $D_3 L_3$. Mit dieser letzteren Geschwindigkeit $c_3 = c_a = D_3 L_3$ strömt das Wasser aus dem Rade in den freien Raum von dem Punkte H_4 aus, welchen das Ende der Schaufel in der Lage $A_4 H_4$ erreicht.

Durch die gebrochene Form der Schaufel ist die absolute Eintrittsgeschwindigkeit $c_e = AE$ des Wassers daher auf die absolute Austrittgeschwindigkeit $c_a = D_3 L_3$ ermäßigt, und es ist in jedem Bruchpunkte B_1, C_2, D_3 des absoluten Wasserweges eine gewisse lebendige Kraft durch den Stoß vernichtet, welche für jedes Kilogramm Wasser den Betrag $\frac{c_s^2}{2g}$ hat, während ein anderer Arbeitsbetrag an das Rad abgegeben worden ist, welcher sich nach §. 101 (1) zu

$$L = \frac{2 c_s v \sin \beta}{g}$$

berechnet, wenn β den jedesmaligen Winkel des den Stoß aufnehmenden Schaufelstückes mit der Bewegungsrichtung der Schaufel bedeutet. Denkt man sich nun die gebrochene Form der Schaufel dadurch in eine stetig gekrümmte übergehend, daß man die Längen der einzelnen ebenen Schaufelelemente unendlich klein, ihre Anzahl unendlich groß voraussetzt, so werden die Geschwindigkeiten c_s unendlich klein und es ist aus dem Vorstehenden ersichtlich, daß die Stoßverluste $\frac{c_s^2}{2g}$ als unendlich kleine Größen zweiter Ordnung gegen die übertragenen Arbeiten

$$\partial L = \frac{2 c_s v \sin \beta}{2 g}$$

verschwinden, während die Summe der letzteren einen endlichen Werth annimmt, welcher durch

$$L = \frac{c_s^2 - c_a^2}{2g},$$

für jedes Kilogramm Wasser gefunden wird. Man kann sich vorstellen, daß die Stoßwirkung nunmehr zu einer ununterbrochenen geworden ist, d. h. daß das Wasser gegen die gekrümmte Schaufel einen stetigen Druck ausübt. Hierauf beruht die Wirkung des Wassers in allen Turbinen.

Man ersieht aus der Fig. 272 auch das Folgende. Die relative Geschwindigkeit des Wassers, welche bei dem Eintritte desselben in das Rad, entlang dem ersten Schaufelelemente AB, durch die Länge $GE = w_e$ dargestellt ist, wird durch die Stoßwirkung in B_1 auf die Größe $G_1 L_1 = w_1$ herabgemindert, für welche Größe man aus dem rechtwinkeligen Dreiecke $G_1 E_1 L_1$ die Gleichung hat:

$$w_1^2 = w_e^2 - c_{s_1}^2.$$

Bei dem darauf folgenden Stoße in C_2 wird die ralative Geschwindigkeit $w_1 = G_2 E_2$ wiederum und zwar auf den Betrag $w_2 = G_2 L_2$ herabgezogen, wofür ebenso

$$w_2^2 = w_1^2 - c_{s_2}^2 = w_e^2 - c_{s_1}^2 - c_{s_2}^2$$

gilt. Endlich erhält man nach dem letzten Stoße in D_3 eine relative Austrittsgeschwindigkeit $w_3 = w_a = G_3 L_3$, für welche man

$$w_a^2 = w_2^2 - c_{s_3}^2 = w_e^2 - c_{s_1}^2 - c_{s_2}^2 - c_{s_3}^2$$

hat. Hieraus folgt, daß die relative Geschwindigkeit des Wassers bei dem Durchgange durch das Rad nur durch die mit der Stoßwirkung verbundenen Effectverluste verringert wird, daß dagegen die Größe der an die Schaufel übertragenen Arbeit L ganz ohne Einfluß auf die Veränderung der relativen Geschwindigkeit des Wassers ist. Wenn man daher durch Ueberführung der gebrochenen Schaufel in eine stetig gekrümmte die Stoßverluste $\frac{c_s^2}{2g}$ beseitigt, so muß die relative Geschwindigkeit w unverändert bleiben, d. h. man hat $w_e = w_a$.

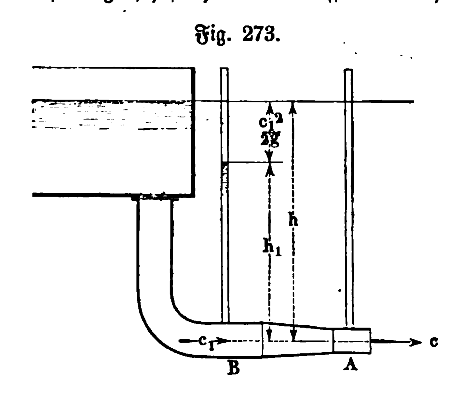
Dieses letztere für die Beurtheilung der Turbinen wichtige Gesetz gilt selbstverständlich nur unter der Voraussetzung, daß auf das Wasser während seiner Bewegung durch das Rad nicht noch äußere Kräfte einwirken. Ist letzteres der Fall, so wird durch diese Kräfte natürlich eine Verzögerung oder Beschleunigung der relativen Wassergeschwindigkeit hervorgerufen werden, je nach dem Sinne dieser Kräfte. In welcher Art man diese äußeren Kräfte,

die immer vorhanden sind, in Rechnung zu stellen hat, wird sich aus dem Folgenden ergeben.

Aus dem Vorhergegangenen dürfte sich zur Genüge erklären, in welcher Weise das Wasser die vermöge seiner Geschwindigkeit c_e ihm innewohnende lebendige Kraft zum größten Theile in Form von mechanischer Arbeit an das Rad überträgt oder, wie man kurz zu sagen pflegt, seine Geschwindigkeit in Arbeit umsetzt. Diese Art der Wirkung des Wassers vermöge seiner Geschwindigkeit nennt man wohl seine Druckwirkung oder Actionswirkung, im Gegensatze zu derjenigen Kraftäußerung, welche das Wasser vermöge der ihm etwa innewohnenden hydraulischen Pressung zu äußern vermag, und welche Wirkung man wohl mit dem Namen Reactionswirkung belegt. Die letztere Bezeichnung, statt deren man auch den Namen Ueberdruckwirkung vorgeschlagen hat, möge hier beibehalten werden, da sie einmal eingebürgert ist, und es mögen in dem vorgedachten Sinne in dem Folgenden die Bezeichnungen Actions- und Reactionswirkung, Actions- und Reactionsturbinen ꝛc. verstanden werden.

§. 104. **Wirkung des Wassers durch seine Pressung (Reaction).** Bisher wurde immer vorausgesetzt, daß das Wasser gegen die Schaufel in einem freien Strahle geführt werde, d. h. in einem solchen, welcher eine innere Pressung oder einen Ueberdruck über die umgebende Luft nicht besitzt. Diese Eigenschaft hat das Wasser immer, wenn es sich aus einer Oeffnung A, Fig. 273, mit einer Geschwindigkeit c bewegt, zu deren Erzeugung die ganze vorhandene Gefällhöhe h aufgewendet werden mußte. Dagegen ist es aus Thl. I bekannt, daß in irgend einem anderen Querschnitte B, welcher größer ist als der Mündungsquerschnitt bei A, das Wasser wegen der daselbst kleineren Durchflußgeschwindigkeit c_1 eine gewisse hydraulische Pressung, d. h. einen Ueberdruck über die Atmosphäre ausübt, entsprechend der Höhe einer Wassersäule

Fig. 273.

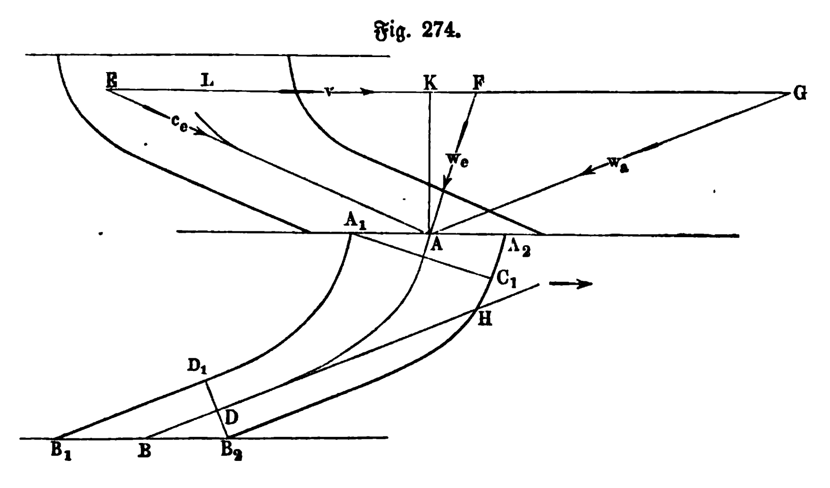


$$h_1 = h - \frac{c_1^2}{2g} = \frac{c^2 - c_1^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (13)$$

Diese Beziehung gilt für jede Stelle, daß die hydraulische Pressungshöhe h_1 zusammen mit der Geschwindigkeitshöhe $\frac{c_1^2}{2g}$ daselbst

gleich ist der hydrostatischen Druckhöhe h an derselben Stelle. Denkt man sich daher, daß die Mündung A dem Eintrittsquerschnitte einer Turbine entspricht, d. h. setzt man voraus, daß dieser Eintrittsquerschnitt die engste Stelle des Turbinenrades vorstellt, so wird das Wasser ohne Ueberdruck in das Rad eintreten, wie in den vorigen Paragraphen angenommen worden. Denkt man sich dagegen, daß der Eintrittsquerschnitt in das Rad etwa dem Querschnitte bei B, die Austrittsöffnung dagegen dem kleineren Querschnitte bei A entspricht, so erkennt man, daß das mit der kleineren Geschwindigkeit c_1 in die weite Einmündung eintretende Wasser einen gewissen Ueberdruck entsprechend der Wassersäulenhöhe $h_1 = h - \frac{c_1^2}{2g}$ hat, in Folge dessen das Wasser nicht mehr als freier in sich geschlossener Strahl sich bewegt, sondern dem Bestreben, nach allen Seiten hin sich auszubreiten, folgen wird, so daß alle zwischen den Schaufeln des Rades

Fig. 274.



vorhandenen Räume vollständig von Wasser erfüllt sind. Diese vollständige Erfüllung aller Radcanäle ist charakteristisch für die Reactionsturbinen, weshalb man die letzteren auch wohl als Vollturbinen gegenüber den als Strahlturbinen bezeichneten Actionsturbinen benennt, doch sollen diese Bezeichnungen hier nicht gebraucht werden, da sie bereits für andere Verhältnisse angewendet werden.

Man kann sich von dem Auftreten eines Ueberdrucks durch Fig. 274 eine Anschauung verschaffen. Es seien $A_1 B_1$, $A_2 B_2$ zwei Schaufeln einer Axialturbine, d. h. einer solchen, bei welcher das von oben bei A etwa in der Richtung EA eintretende Wasser das Rad in einer zur Axe parallelen Fläche durchströmt, so daß es durch die Mündung $A_1 A_2$ ein- und durch die-

jenige $B_1 B_2$ austritt. Es sei etwa AB der mittlere Wasserfaden, so hat also die relative Bewegung des Wassers beim Eintritte die Richtung FA und beim Austritte diejenige HD tangential an diesen mittleren Wasserfaden. Der Austrittsquerschnitt bei B ist daher durch $F_a = B_2 D_1$ und der Eintrittsquerschnitt bei A durch $F_e = A_1 C_1$ dargestellt. Das mit der Geschwindigkeit w_a aus F_a austretende Wasser wird demnach den größeren Eintrittsquerschnitt F_e mit der kleineren Geschwindigkeit $w_e = \frac{F_a}{F_e} w_a$ passiren, und es muß daher ein gewisser Theil der Gefällhöhe h als hydraulische Pressung dem Wasser bei seinem Eintritte innewohnen. Diese hydraulische Pressungshöhe ist für den Betrieb des Rades keineswegs verloren, dieselbe kann vielmehr ebenso vollkommen in Arbeit umgesetzt werden, wie die Geschwindigkeit, und zwar hat man sich diese Kraftübertragung folgendermaßen zu denken.

Zunächst ist von selbst klar, daß die Wirkung dieser Pressung nicht in derjenigen Art erfolgen kann, wie dies bei der Pressung des Wassers gegen den verschieblichen Kolben einer Wassersäulenmaschine der Fall ist, denn während bei dieser der Rückdruck des Wassers durch den festgehaltenen Cylinderdeckel aufgenommen wird, sind hier die beiden Schaufeln $A_1 B_1$ und $A_2 B_2$, zwischen denen das Wasser eingeschlossen ist, gleichmäßig in Bewegung befindlich. Die Wirkung der hydraulischen Pressung besteht vielmehr ebenfalls zunächst nur in der Erzeugung von Geschwindigkeit, d. h. in der Vergrößerung der relativen Geschwindigkeit, welche, wie vorstehend gezeigt wurde, von dem geringeren Werthe w_e beim Eintritte auf den größeren w_a beim Austritte gebracht werden muß. Die graphische Darstellung in Fig. 274 giebt hiervon eine deutliche Vorstellung. Bedeutet die Strecke EA auch ihrer Größe nach die absolute Eintrittsgeschwindigkeit c_e, und zieht man EG parallel zur Umfangsbewegung des Punktes A im Rade, welche Bewegung als geradlinig angenommen werden mag, so ist nach dem Vorhergegangenen $EF = v$ die Radgeschwindigkeit, welche die Schaufeln bei A erhalten müssen, wenn ein Stoß beim Eintritte vermieden werden soll, und man erhält in $FA = w_e$ die relative Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers. Hierbei ist der für das Geschwindigkeitsdreieck EAF angewendete Maßstab ganz beliebig. Die Eintrittsgeschwindigkeit EA zerfällt in eine horizontale Geschwindigkeit EK und eine der Axe parallele verticale Componente KA, und es ist sogleich klar, daß das in den Canal zwischen A_1 und A_2 eintretende Wasser durch das Product

$$A_1 A_2 \,.\, KA$$

ausgedrückt werden kann. Ist nun, wie dies bei den durch zwei concentrische Cylindermäntel begrenzten Axialturbinen der Fall ist, der horizontal gemessene Austrittsquerschnitt $B_1 B_2$ gleich der Eintrittsöffnung $A_1 A_2$, so muß auch die relative Austrittsgeschwindigkeit w_a eine axiale Componente haben, welche

gleich derjenigen KA beim Eintritte ist. Wenn man daher durch A eine Parallele zu der Richtung BH des letzten Schaufelelementes zieht, so stellt GA der Richtung und Größe nach die relative Austrittsgeschwindigkeit w_a des Wassers vor. Es muß daher auf das Wasser während seines Durchgangs durch das Rad eine Arbeit ausgeübt werden, welche im Stande ist, die relative Geschwindigkeit von dem anfänglichen Werthe $w_e = FA$ auf den Endbetrag $w_a = GA$ zu erhöhen. Diese Arbeit wird bei den Axialturbinen zum Theil durch die Schwerkraft verrichtet, indem das Wasser um die verticale Höhe h_r des Rades zwischen der Eintrittsöffnung $A_1 A_2$ und der Austrittsöffnung $B_1 B_2$ niedersinkt. Wenn aber diese Fallhöhe h_r nicht ausreicht, den geforderten Arbeitsbetrag

$$\frac{w_a^2 - w_e^2}{2g} = \frac{GA^2 - FA^2}{2g}$$

zu verrichten, so muß dem Wasser an der Eintrittsstelle A eine Pressung innewohnen, welche die Pressung an der Austrittsstelle B um den fehlenden Betrag $\frac{w_a^2 - w_e^2}{2g} - h_r$ übertrifft. Dieser Ueberdruck über die Pressung in B herrscht in dem Wasser an der Eintrittsstelle A, in dem sogenannten Spalte zwischen dem Rade und dem Zuleitungsapparate LA vor und wird schlechtweg als Spaltenüberdruck h_{sp} bezeichnet. Man erkennt aus dieser Darstellung, daß hier eine Gefällhöhe von der Größe

$$h_{sp} + h_r = \frac{w_a^2 - w_e^2}{2g} = h_p \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (14)$$

dadurch in Arbeit verwandelt worden ist, daß diese Höhe auf das Wasser während seines Verweilens im Rade beschleunigend wirkte, und man kann daher diesen Theil der vorhandenen ganzen Gefällhöhe, welcher in der Folge mit dem Namen des Reactionsgefälles belegt und mit h_p bezeichnet werden soll, als ein innerhalb des Rades wirkendes Gefälle ansehen, im Gegensatze zu demjenigen Theile des Gefälles, welches außerhalb des Rades vor dem Eintritte des Wassers auf letzteres wirkte, um demselben die Eintrittsgeschwindigkeit c_e zu ertheilen. Wenn man diesen letzteren Theil des Gefälles mit $h_c = \frac{c_e^2}{2g}$ bezeichnet und von allen Nebenhindernissen absieht, so hat man natürlich $h_c + h_p = h$.

Bei den Radialturbinen, bei denen das Wasser in horizontaler Ebene durch das Rad strömt, findet während dieser Bewegung eine Arbeitsleistung der Schwerkraft nicht statt, dagegen wird wegen des veränderlichen Abstandes von der Drehaxe eine bestimmte positive oder negative Arbeit durch die Centrifugalkraft ausgeübt, und es gilt hierfür dann die Bedingung, daß diese

Centrifugalarbeit zusammen mit der durch die hydraulische Pressung verrichteten den Werth $\frac{w_a^2 - w_e^2}{2g}$ haben muß. Ein Näheres hierüber wird bei den betreffenden Turbinen selbst angeführt werden. Nachdem im Vorhergehenden die Wirkung des Wassers in den Turbinen ihrem Wesen nach erläutert worden, soll zunächst eine Beschreibung der Einrichtung der hauptsächlichsten Turbinenconstructionen folgen und hierauf deren nähere Berechnung vorgenommen werden.

§. 105. **Tangentialräder.** Die Tangentialräder gehören zu den Radialturbinen, d. h. zu denjenigen, bei welchen das Wasser bei dem Durchgange durch das Rad außer seiner Umdrehungsbewegung mit dem letzteren eine Bewegung in einer zur Umdrehungsaxe senkrechten Ebene erhält, in Folge deren der Axenabstand eines Wassertheilchens sich vergrößert oder verkleinert, je nachdem das Wasser von innen nach außen oder umgekehrt durch das Rad geführt wird. Danach unterscheidet man innere und äußere Radialturbinen, je nachdem die Zuleitung des Wassers in dem inneren oder äußeren Umfange des ringförmigen Rades erfolgt. Da die Axen der Turbinen meistens vertical stehen, so bewegt sich das Wasser hiernach in horizontaler Ebene durch das Rad, so daß während dieser Bewegung eine Arbeitsleistung durch die Schwerkraft nicht hervorgebracht wird. Doch ist die verticale Stellung der Axe keineswegs unerläßlich, man hat vielmehr, wenn auch in selteneren Fällen, diese Turbinen auch mit horizontalen Axen ausgeführt, und es werden in dem Folgenden solche Räder angeführt werden. Man könnte in gewissem Sinne schon das im vorigen Capitel besprochene Poncelet'sche Wasserrad zu dieser Gattung von Turbinen rechnen, da auch bei diesem die Wirkung des Wassers nicht durch Stoß, sondern hauptsächlich durch Druck erfolgt.

Bei allen Radialturbinen ist der Einfluß der Centrifugalkraft von Bedeutung, welchem jedes Wassertheilchen in Folge der Umdrehung mit der Axe unterworfen ist. Diese Centrifugalkraft bringt nach dem im Thl. I darüber Angeführten bekanntlich nur dann eine mechanische Arbeitsleistung hervor, wenn der in einem rotirenden Canale sich bewegende Körper während dieser Bewegung seinen Axenabstand r ändert. Es wurde in Thl. I gezeigt, daß die hierdurch hervorgerufene mechanische Arbeit für jede Gewichtseinheit durch die Größe

$$C = \omega^2 \frac{r_a^2 - r_e^2}{2g} = \frac{v_a^2 - v_e^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

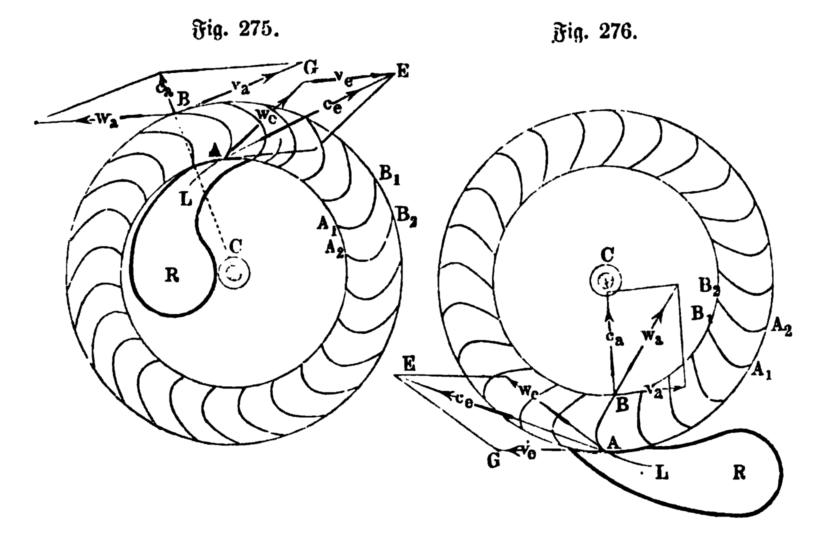
dargestellt ist, wenn ω die Winkelgeschwindigkeit der Axe, r_e den Eintritts- und r_a den Austrittshalbmesser, also $v_e = r_e \omega$ und $v_a = r_a \omega$ die Umfangsgeschwindigkeit der Eintritts- bezw. Austrittsöffnung bezeichnet. Diese

mechanische Arbeit C ist positiv und bewirkt eine Beschleunigung des Wassers bei inneren Radialturbinen, bei welchen $v_a > v_e$ ist, während bei den von außen beaufschlagten Turbinen wegen des negativen Werthes von C durch die Centrifugalkraft eine Verzögerung des Wassers bewirkt wird.

Mit dem Namen Tangentialräder belegt man nun diejenigen Radialturbinen, bei denen das Wasser nur auf einem gewissen Theile des Eintrittsumfangs zugeführt wird. In Fig. 275 und Fig. 276 sind zwei solcher Räder und zwar ein inneres (Fig. 275) und ein äußeres (Fig. 276) dargestellt.

Das um die verticale Axe C drehbare Rad besteht aus zwei ringförmigen gußeisernen Kränzen, welche mit einander durch eine Anzahl von blechernen

Fig. 275. Fig. 276.



oder gegossenen stetig gekrümmten Schaufeln, wie $A_1 B_1$, $A_2 B_2$ ... vereinigt sind. Die Zuführung des Wassers aus dem vertical einfallenden Rohre R geschieht durch ein geeignet geformtes Mundstück L, aus welchem durch eingesetzte Leitschaufeln das Wasser in einem oder mehreren Strahlen so in das Rad geführt wird, daß diese Strahlen mit dem Umfange der Eintrittsöffnung einen bestimmten Winkel α bilden. Wenn nun dem Eintrittsumfange eine solche Geschwindigkeit v_e ertheilt wird, daß der Stoß vermieden wird, worüber nach dem Vorigen das Geschwindigkeitspolygon $A\,G\,E$ ohne weitere Erklärung Aufschluß giebt, und wenn ferner die Anordnung so getroffen wird, daß die absolute Austrittsgeschwindigkeit c_a des Wassers senkrecht auf der Austrittsöffnung steht, d. h. radial gerichtet ist, so ist den im §. 102 für Turbinen gestellten Anforderungen genügt, und das Wasser kommt in dem Rade ohne Stoß zur Wirkung.

Diese Räder eignen sich wegen der kleinen Ausflußöffnung nur für die Nutzbarmachung von geringen Wassermengen bei hohen Gefällen, unter welchen Umständen die rings auf dem ganzen Umfange voll beaufschlagten

Fig. 277.

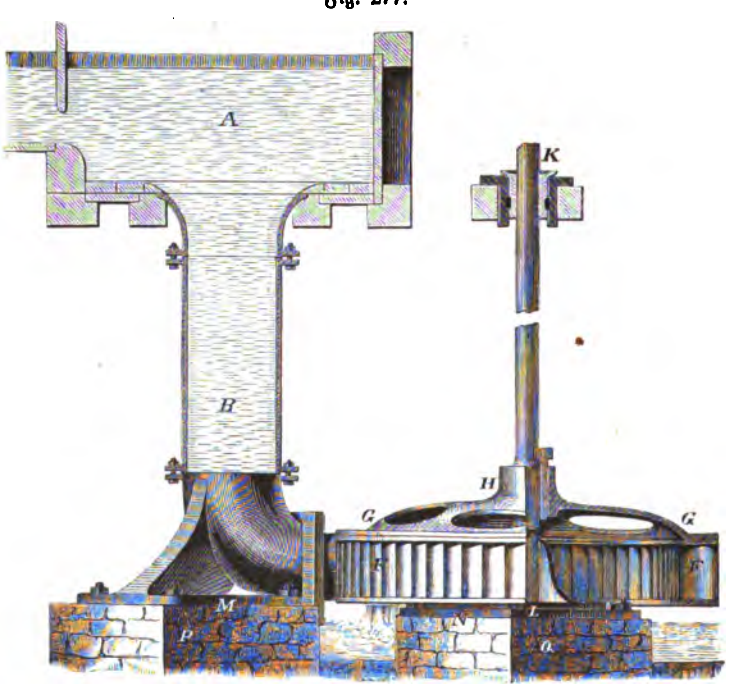
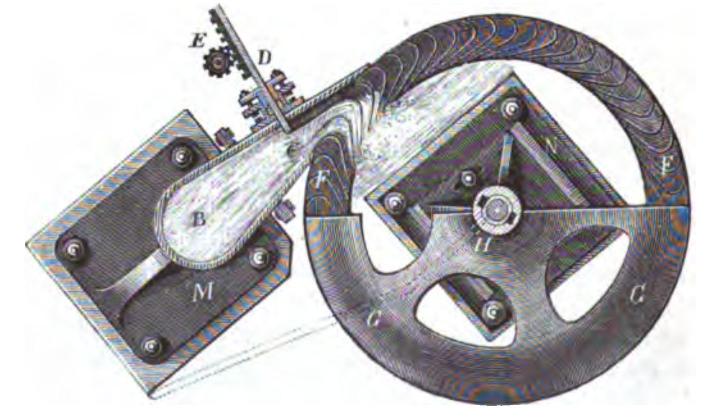


Fig. 278.

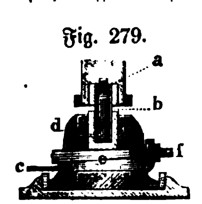


Räder zu winzigen Durchmessern und zu bedeutenden Umdrehungszahlen führen würden.

Die Tangentialräder mit äußerer Beaufschlagung sind zuerst von dem Ingenieur Zuppinger in der Maschinenfabrik von Escher Wyß u. Co. in Zürich construirt worden. Die erste Idee hierzu hat aber schon Poncelet (1826) gehabt, s. dessen Cours de mécanique appliquée aux machines, deutsch von Schnuse, unter dem Titel: Lehrbuch der Anwendung der Mechanik. Bd. II, §. 150.

Die Fig. 277 und Fig. 278 führen ein Tangentialrad im Auf- und Grundrisse vor Augen. Es ist hier *A* der Einfallkasten, *B* die Einfallröhre und *C* der aus drei Canälen bestehende Leitschaufelapparat, durch welchen das Wasser nahe tangential auf das Rad geführt wird. Zum Reguliren des Wasserzuflusses dient ein Schieber *D*, welcher durch ein gezahntes Rad *E* gestellt werden kann. Bei der abgebildeten Schieberstellung ist ein Leitschaufelcanal ganz abgeschlossen, es wird daher hier das Wasser nur in zwei Canälen auf das Rad geführt. Das aus 60 Schaufeln bestehende Rad *FF* ist mittelst eines Tellers *GG* und des Muffes *H* mit der stehenden Welle *KL* desselben fest verbunden; die letztere läuft oben in einem Halslager *K* und unten mittelst einer stählernen Pfanne auf einem ebenfalls stählernen Stifte, dessen Gestelle in Fig. 279 besonders abgebildet ist. Es ist hier *a* die in der stehenden Welle fest eingeschraubte Pfanne, *b* der im Gestelle sitzende Stift, *cd* ein Rohr, durch welches Oel nach den Reibungsflächen geführt wird, und *e* ein durch Schrauben *f* zu stellender Keil, womit sich der Stift nach Bedürfniß heben oder senken läßt. Die Einfallröhre und das Radgestelle ruhen mittelst eiserner Lagerplatten *M* und *N* (Fig. 277) auf steinernen Pfeilern *P* und *Q*. Diese in $1/_{30}$ der natürlichen Größe abgebildete Maschine benutzt ein (in der Figur verkürztes) Gefälle von 6,17 m, und ein Aufschlagquantum von 0,2 cbm pr. Secunde, und hat bei 65 Umdrehungen pr. Minute einen Wirkungsgrad von 0,72.

Fig. 279.



Wir können hier aus dem polytechnischen Centralblatte, Jahrgang 1847 und 1849, die Resultate der Versuche an zwei Paar solcher Räder mittheilen.

Das erste Räderpaar befindet sich in einer Spinnerei in Tanneberg bei Annaberg. Dasselbe hat einen Aufschlag von 7 Cubikfuß (0,216 cbm) pr. Secunde und ein Gefälle von 76 Fuß (23,2 m), der äußere Durchmesser eines jeden Rades ist 24 (0,61 m), und der innere 16 Zoll (engl.) (0,407 m), die Weite beträgt ferner nur 3 Zoll (75 mm), und die Anzahl Schaufeln ist 48. Das Wasser wird durch eine Röhre aus Kesselblech von 76 Fuß (23,2 m) Länge und 18 Zoll (0,457 m) Weite zugeleitet. Dieselbe hat einen horizontalen Auslauf, welcher auf der einen Seite nach dem einen

und auf der anderen nach dem anderen Rade führt. Vor jeder Ausmündung befindet sich eine durch eine Schraube ohne Ende stellbare Schieberschütze und ein in Fig. 278 abgebildeter Leitschaufelapparat, welcher das Wasser in drei Canälen nahe tangential in das Rad einführt. Die an einem dieser Räder von Herrn Professor Hülße angestellten Versuche gaben bei 270 Umdrehungen des Rades pr. Minute einen Wirkungsgrad von

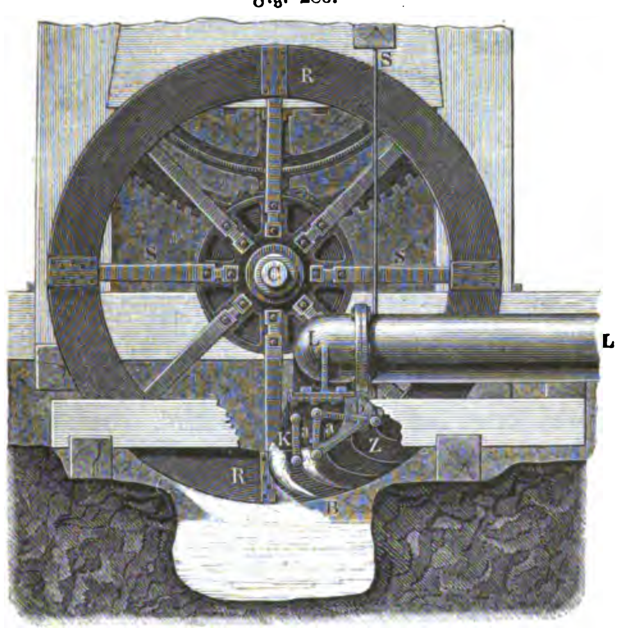
0,75 bei ganz geöffneter Schütze,
0,60 bei drei Viertel geöffneter Schütze, und
0,46 bei halb geöffneter Schütze.

Während das Räderpaar in Tanneberg zum Betriebe einer Spinnerei dient, wird dagegen ein anderes Paar Tangentialräder in Birkigt bei Tetschen zum Betriebe von Mahlgängen verwendet. Das Gefälle dieser Turbine ist nur $20^1/_4$ Fuß (engl.) (6,17 m), jedes Rad hat 75 Schaufeln, 5 Fuß (1,52 m) äußeren Durchmesser, 5 Zoll (0,127 m) Kranzbreite und $11^1/_2$ Zoll (0,293 m) Weite. Die Zuführung des Wassers durch eine Einfallröhre und durch Leitschaufelapparat ist in der Hauptsache dieselbe wie bei der Tanneberger Maschine und wie Fig. 277 vor Augen führt. Die Schützen bestehen jedoch hier aus Drosselventilen, auch sind die Mündungen der von den Leitschaufeln gebildeten drei Eintrittscanäle mit besonderen Schiebern versehen, um einen oder zwei dieser Canäle ganz verschließen zu können. Aus den vom Herrn Prof. Brückmann an einem dieser Räder angestellten Versuchen geht hervor, daß diese Maschine bei 61 Umdrehungen pr. Minute den Maximal-Wirkungsgrad 0,70 giebt, und daß der letztere nur auf 0,65 herabsinkt, wenn die Umdrehungszahl auf 50 herabgeht oder auf 70 steigt, oder wenn das Aufschlagquantum durch Absperren eines oder zweier Canäle auf die Hälfte herabgezogen wird.

§. 106. **Liegende Tangentialräder.** Das Princip der Tangentialräder läßt sich auch bei verticalen Wasserrädern in Anwendung bringen. Solche Tangentialräder mit horizontaler Axe mit innerer Beaufschlagung sind zuerst vom Herrn Kunstmeister Schwamkrug construirt worden (s. das Jahrbuch für den Berg- und Hüttenmann auf das Jahr 1850 und 1853). Die Seitenansicht u. s. w. von einem solchen Tangentialrade führt Fig. 280 vor Augen. Das Rad RR ist durch ein einseitig ansitzendes Armsystem und mit Hülfe einer Rosette u. s. w. auf der horizontalen Welle C befestigt, und letztere trägt ihre Umdrehungsbewegung mittelst Zahnräder u. s. w. auf die arbeitende Welle über. Das Wasser tritt nahe am Radtiefsten in das Rad ein und wird durch eine Röhre LL zugeführt, welche um den freien Radkranz herumläuft und sich in einer Kammer endigt, worin ein Leitschaufelapparat angebracht ist. Der letztere ist in Fig. 281 besonders

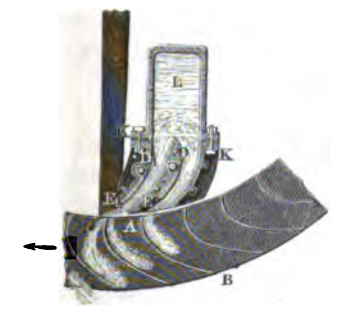
abgebildet. Man sieht hier den Durchschnitt eines Radstückes mit den Schaufeln AB, ferner in L das gekrümmte Ende der Einfallröhre, sowie

Fig. 280.



in KE die Schützenkammer. Die Ausmündung der letzteren ist durch eine Zunge in zwei Theile getheilt, und mit zwei um die Axen D, D_1 drehbaren Klappen DE, $D_1 E_1$ ausgerüstet, wodurch die beiden Ausmündungen beliebig verengt werden können. Die Stellung dieser Klappen erfolgt durch die in Fig. 280 sichtbaren Arme $a a_1$, welche außerhalb der Kammer auf den Axen D, D_1 der Stellklappen befestigt und mit einander so verbunden sind, daß sie mittelst eines dritten Armes b und durch eine Zugstange ZS gemeinschaftlich sich bewegen lassen.

Fig. 281.



Die Turbinen mit liegender Welle haben vor denen mit verticaler Axe den Vorzug einer leichteren, sicheren und vor dem Zutritt des Wassers zu den Zapfen geschützteren Lage. Das Rad, an welchem vom Erbauer dynamometrische Versuche angestellt worden sind, hat $7^2/_3$ Fuß (2,17 m) äußeren, 6 Fuß

(1,7 m) inneren Durchmesser, ferner 4 Zoll (94 mm) Weite und 45 Schaufeln. Das Gefälle desselben betrug $103^1/_2$ Fuß (29,3 m); das durch einen Ueberfall gemessene Aufschlagquantum 38,7 bis 133,6 Cubikfuß (0,88 bis 3,03 cbm) und der Wirkungsgrad derselben war bei 112 bis 148 Umdrehungen pr. Minute $\eta = 0,58$ bis 0,79.

Näheres über die Turbine s. im polytechn. Centralblatt, Jahrg. 1849, Nr. 8 und 9, sowie im Jahrbuch für den sächsischen Berg- und Hüttenmann. Eine andere Turbine dieser Art, welche zum Umtriebe des Kunstgezeuges auf der Grube „Churprinz Friedrich August Erbstolln" bei Freiberg dient, und bei einem Gefälle von 145 Fuß (41 m) pr. Minute 550 Cubikfuß (12,5 cbm) Aufschlag hat und bei einer Kranzbreite von 13 Zoll (0,307 m) einen inneren Durchmesser von 8 Fuß (2,26 m) besitzt, beschreibt Herr Oberkunstmeister Schwamkrug im Jahrbuch für den Berg- und Hüttenmann für 1853.

Auch sonst hat man in neuerer Zeit mehrfach Tangentialturbinen mit innerer Beaufschlagung ausgeführt; auf der Pariser Ausstellung 1855 waren mehrere solche Räder, ganz aus Eisenblech construirt, ausgestellt.

Die Tangentialräder werden aus den im Folgenden sich ergebenden Gründen fast immer als reine Actionsturbinen, d. h. ohne Reactionswirkung ausgeführt und meist oder immer frei über dem Unterwasser hängend, also ohne Eintauchung aufgestellt. Letzteres ist bei den hohen Gefällen, für welche diese Räder Anwendung finden, immer ohne erhebliche Effectverminderung zulässig, wogegen eine Umdrehung der nicht gänzlich von dem Aufschlagwasser erfüllten Radcanäle unter Wasser zu Wirbeln und beträchtlichen Kraftverlusten führen würde.

Wenn die durch eine Radialturbine aufzunehmende Wassermenge eine größere ist, so kann man behufs Verringerung der Radabmessungen den Eintritt des Wassers in das Rad auf dem ganzen Umkreise anstatt auf einem kleinen Bogen stattfinden lassen, und man erhält hierdurch die in den folgenden Paragraphen beschriebenen vollbeaufschlagten Turbinen von Fourneyron und von Francis.

§. 107. **Fourneyron's Turbinen.** Die Fourneyron'sche Turbine ist, namentlich in ihrer neuesten Einrichtung, eins der vollkommensten horizontalen Wasserräder, wenn sie nach den Regeln der Mechanik richtig ausgeführt wird. Sie geht entweder in freier Luft oder unter Wasser, und ist entweder eine Nieder- oder eine Hochdruckturbine. Bei der Niederdruckturbine fließt das Wasser in das oben offene Ausflußreservoir mit freier Oberfläche zu, wie Fig. 282, bei einer Hochdruckturbine hingegen ist das Ausflußreservoir oben verschlossen und das Wasser wird durch eine Röhre, die sogenannte Einfallröhre, von der Seite zugeführt, wie

Fig. 282 I.

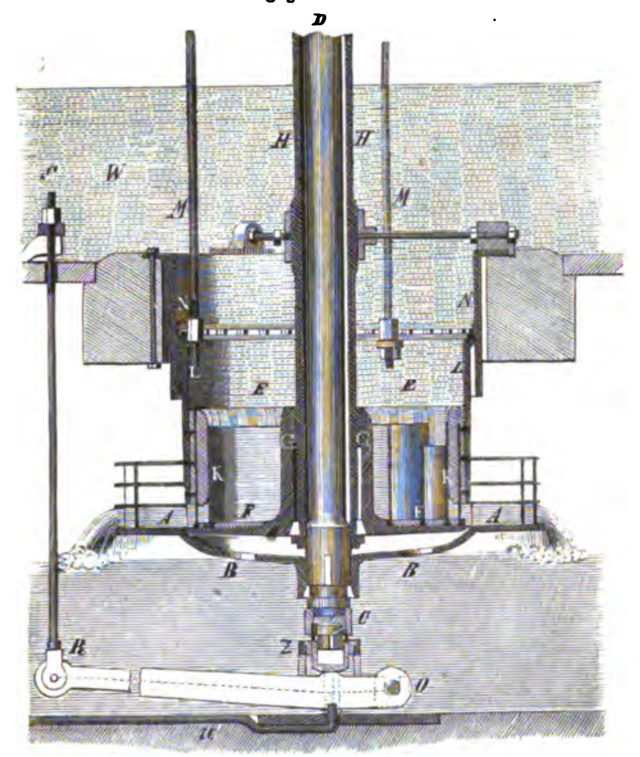
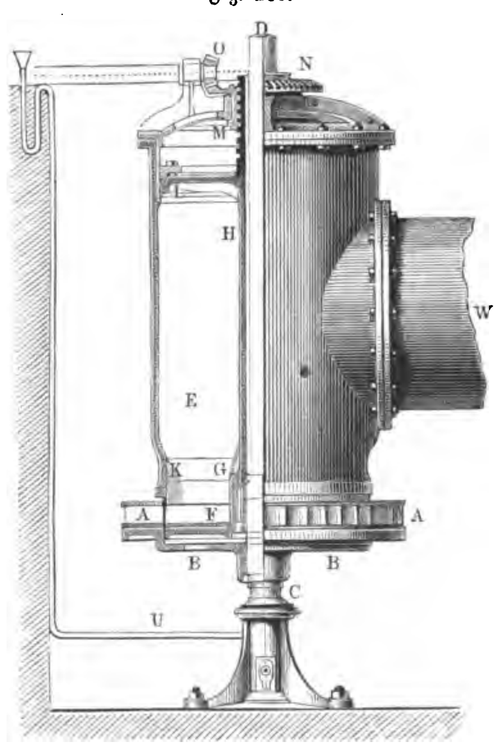


Fig. 282 II.



Fig. 283 zeigt. Erstere kommt natürlich bei kleinem und letztere bei großem Gefälle in Anwendung. Im Wesentlichen besteht das eigentliche Rad *AA* aus zwei horizontalen Kränzen von Eisen, aus einem gußeisernen Teller *BB* und aus einer stehenden Welle *CD*. Das bei *W* zufließende Wasser tritt zunächst in das cylindrische Reservoir *EE*. Damit es nicht auf den

Fig. 283.



Radteller *BB* drücke und dadurch eine bedeutende Erhöhung der Zapfenreibung hervorbringe, wird eine die Radwelle vollkommen umschließende Röhre *GH* eingesetzt, und an deren unteres Ende ein Bodenteller *FF* befestigt, welcher den Druck des darüberstehenden Wassers aufnimmt. Auf diesen Teller werden cylindrisch gebogene Bleche, die sogenannten Leitschaufeln, auf-, sowie zwischen die beiden Radkränze die sogenannten Radschaufeln eingesetzt. Durch die Leitschaufeln, wie ab, $a_1 b_1$ u. s. w., Fig. 282 (Grundriß), erhält das durch den ringförmigen Raum am unteren Ende des Reservoirs *EE* ausfließende Wasser eine bestimmte Richtung, mit welcher es auch zu dem diese Mündung umschließenden Rade *AA* gelangt, dessen von den Schaufeln

bd, $b_1 d_1$ u. s. w. gebildete Zellen es von innen nach außen durchläuft. Hierbei wirkt das Wasser so stark gegen die hohlen Flächen der Radschaufeln, daß dadurch das ganze Rad in entgegengesetzter Richtung umgedreht wird, während der Zufluß und Leitschaufelapparat seinen Stand behält.

Um den Ausfluß des Wassers aus dem Reservoir und dadurch den Gang des Rades zu reguliren, wird ein cylindrisches Schutzbrett $KLLK$, Fig. 282, in Anwendung gebracht, welches durch drei Stangen M, M ... gesenkt und gehoben werden kann. Damit diese Stangen recht gleichmäßig wirken, hat man verschiedene Mechanismen in Anwendung gebracht. Fourneyron kuppelt dieselben durch ein Räderwerk zusammen, Cadiat hingegen durch einen Kurbelapparat (s. Thl. III, 2). Die Schütze KL besteht aus einem hohlen gußeisernen Cylinder, dessen äußere Oberfläche die innere Seite des oberen Radkranzes fast berührt, weshalb beide genau abzudrehen sind. Damit kein Wasser zwischen der Schütze KL und dem festliegenden Cylinder NN hindurchgehe, wird über LL ein Lederstulp, ähnlich wie bei Pumpenkolben, eingesetzt. Endlich werden auf der Innenfläche des Schützencylinders Holz- oder Metallstücke K, K... aufgeschraubt, und diese unten gut und glatt abgerundet, damit das Wasser ohne Contraction und mit dem kleinsten Verluste an lebendiger Kraft unter denselben zum Ausflusse gelange. Bei Hochdruckturbinen gehen die Schützenstangen entweder durch Stopfbüchsen im Deckel des Ausflußreservoirs, oder es ergreifen dieselben den Schützencylinder von außen, wie z. B. bei der Turbine in St. Blasien. Nach Redtenbacher kann man endlich auch das Reguliren des Ausflußes durch Heben oder Senken des Bodentellers F, Fig. 283, bewirken. Zu diesem Zwecke läuft die Einhüllungsröhre GH oben schraubenförmig aus, und es erhält die Mutter M hierzu ein conisches Zahnrad N, das sich durch ein conisches Getriebe O in Umdrehung setzen läßt. Die Schraubenmutter M ist so gelagert, daß sie keine Verschiebung annehmen kann; es wird daher durch ihre Umdrehung ein Auf- oder Niedergehen der Röhre GH sammt Teller F herbeigeführt. Damit aber das Wasser von oben ganz abgesperrt werde, wird die Röhre GH noch mit einem Kopfteller HL versehen und dessen Umfang ebenfalls durch einen Lederstulp abgedichtet.

Turbinen von Francis. Anstatt das Wasser bei seiner Arbeits- §. 108.
verrichtung von innen nach außen durch das Reactionsrad laufen zu lassen, kann man dasselbe auch, wie bei den Tangentialrädern, von außen nach innen durch das Rad führen. Solche Reactionsräder mit äußerer Beaufschlagung unterscheiden sich von den Tangentialrädern nur dadurch, daß bei denselben das Wasser am ganzen äußeren Radumfange in das Rad eintritt, wogegen es bei den Tangentialrädern nur an einer Stelle in das Rad einströmt, daß folglich bei diesen Turbinen sämmtliche Radcanäle vom

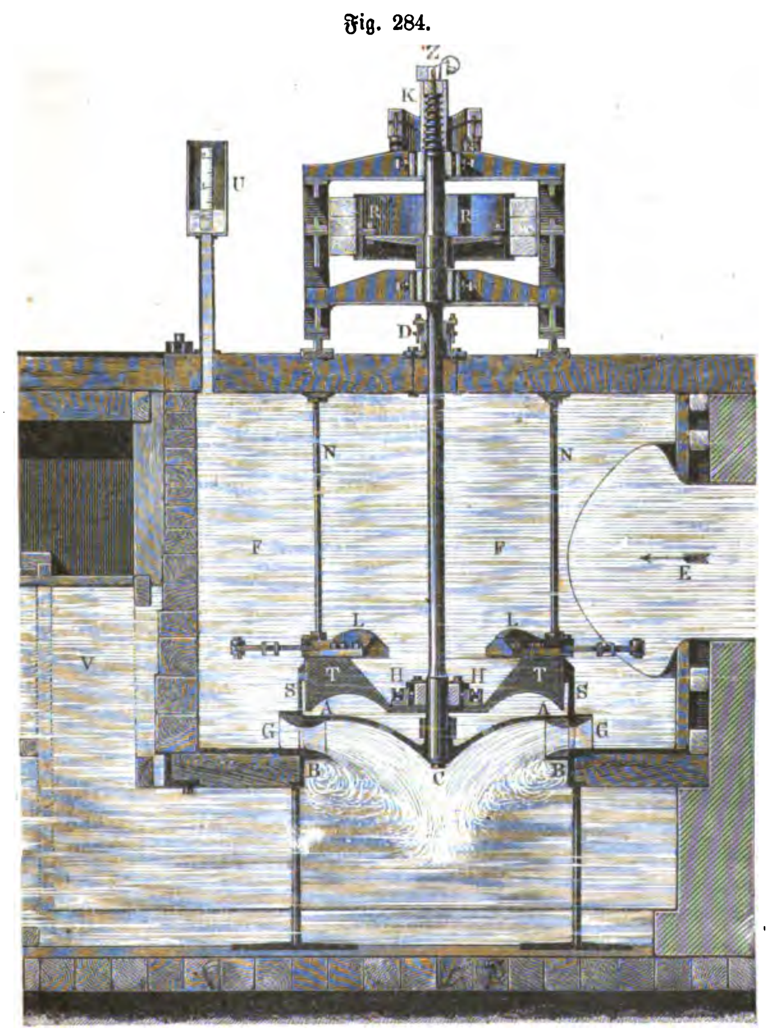
Wasser gefüllt werden, während bei den Tangentialrädern das Wasser nur in abgesonderten Partien durch die Radcanäle fließt.

Solche Reactionsräder mit äußerer Beaufschlagung sind in der neueren Zeit von dem Herrn S. B. Howd zu Genova im Staate New-York construirt worden. Diese unter dem Namen Howd oder United-State-Wheels bekannten Turbinen waren größtentheils aus Holz, zwar sehr einfach, jedoch theilweise auch fehlerhaft construirt. Diese Turbinen sind durch Herrn Francis, welcher sie centre-vent wheels nennt, wesentlich verbessert worden (s. die Lowell-Hydraulic-Experiments, by J. B. Francis). Namentlich hat derselbe statt der geraden Leitschaufeln aus Holz krumme Leitschaufeln aus Blech angewendet, sowie auch den Radschaufeln eine zweckmäßigere Gestalt gegeben. Zwei solcher Turbinen mit äußerer Beaufschlagung hat Herr Francis 1849 für die Boot-Cotton-Mills in Lowell ausgeführt, wovon jede bei einem Gefälle von 19 Fuß ein Leistungsvermögen von 230 Pferdekräften besitzt.

Den verticalen Durchschnitt eines solchen Rades führt Fig. 284 vor Augen. Es ist E das untere Ende des 8 Fuß (2,44 m) weiten und 130 Fuß (39,6 m) langen Einfallrohres, welches aus $^3/_8$ Zoll (10 mm) dicken Blechen nach Art der Dampfkessel zusammengenietet ist. Dieses Rohr mündet seitwärts in den oben geschlossenen Rad- oder Schützenkasten FF, dessen Deckel noch 6 bis 7 Fuß (1,8 bis 2,2 m) unter der Oberfläche des Oberwasserspiegels liegt. Der Radteller ACA hat eine glockenförmige Gestalt und ist von unten an die Welle CD geschoben und mit derselben durch eine Schraube C fest verbunden. Der äußere Raddurchmesser ist 9,3 Fuß (2,83 m), der innere 7,9 Fuß (2,41 m), ferner die innere Radweite $AB =$ 1,23 Fuß (0,375 m) und die äußere $= 1$ Fuß (0,305 m); es nimmt also diese Weite von außen nach innen zu, während bei dem Leitschaufelapparat GG das Gegentheil statt hat. Die Anzahl der Rad- und Leitschaufeln ist $= 40$, und die Dicke derselben mißt $^2/_8$ und $^3/_8$ Zoll (6 bis 10 mm). Der kürzeste Abstand zwischen je zwei Radschaufeln beträgt 0,138 Fuß (0,042 m), und der zwischen je zwei Leitschaufeln, $= 0,147$ Fuß (0,045 m). Die schmiedeeiserne Welle CDK geht bei D durch eine Stopfbüchse im Deckel des Radkastens, und ihr oberes Ende K ist mit einer Reihe ringförmiger Vorsprünge versehen, womit es in gleichgestalteten ringförmigen Vertiefungen im Lagergehäuse ruht. Durch diese zweckmäßige Aufhängungsweise mittelst eines Kammzapfens (s. Thl. III, 1) wird das enorme Gewicht der armirten Welle von 15 200 Pfund, auf eine Auflagerungsfläche von 331 Quadratzoll vertheilt, so daß jeder Quadratzoll derselben nur noch mit 46 Pfund belastet ist (etwa gleich 0,035 kg pro 1 qmm). Die Transmission der Kraft des Rades erfolgt durch ein unterhalb des Lagergehäuses auf der Welle CD sitzendes Zahnrad, an dessen Stelle jedoch in der Figur die aus §. 23 be-

kannte und zur Ausmittelung der Leistungsfähigkeit des Rades dienende Bremsscheibe *RR* gezeichnet ist. Am äußersten Ende der Welle ist noch ein Zählapparat *Z*, welcher beim Vornehmen einer Kraftmessung die Beendi-

Fig. 284.



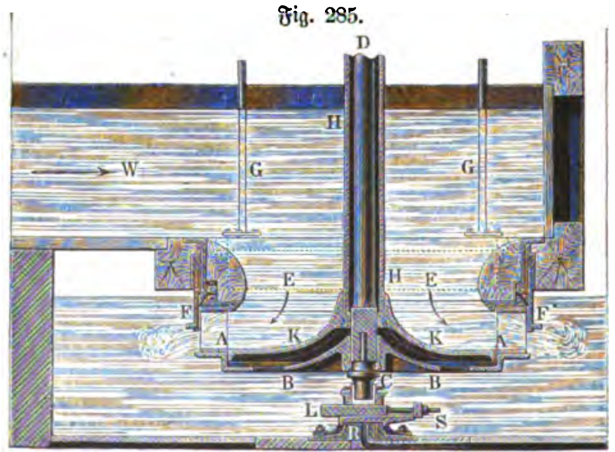
gung einer gewissen Anzahl von Umdrehungen durch einen Glockenschlag anzeigt, angebracht. Uebrigens ruht die Welle in drei Halslagern, wovon das unterste *HH* auf dem Teller *TT* sitzt, womit der Radteller vor dem Drucke des darüberstehenden Wassers geschützt wird. Dieser Schutzteller ist mittelst

der Arme *L*, *L* an vier Säulen *N*, *N* befestigt. Die ringförmige Schütze *SS* bewegt sich in einem zwischen dem Rade und dem Leitschaufelapparat frei gelassenen Spielraume, und schließt oben mittelst Lederliderung an den genau abgedrehten Umfang des Schutztellers *TT* an. Der Bewegungsmechanismus derselben ist in der Figur nicht angegeben. Zur Beobachtung des Wasserstandes ober- und unterhalb des Rades dienen besondere Wasserstandsröhren mit Scalen, wovon die eine in *U* sichtbar ist. Die Turbine geht unter Wasser um.

Zur Bestimmung der Aufschlagwassermenge dient ein unterhalb in *V* im Unterwasser angebrachter Ueberfall von 14 Fuß (4,26 m) Breite.

§. 109. **Cadiat'sche Turbine.** Wenn man bei einer Fourneyron'schen Turbine von der oben beschriebenen Einrichtung die Leitschaufeln in dem Zuführungsapparate wegläßt, so entsteht die Turbine von Cadiat, von

Fig. 285.



welcher Fig. 285 eine Darstellung giebt. Eigenthümlich ist diesen Rädern noch eine das Rad von außen umschließende kreisförmige Schütze. *AA* ist das eigentliche Rad und *BB* die Schale, welche dasselbe mit der stehenden Welle *CD* verbindet. Der Spurzapfen *C* dieser Welle ruht in einer Pfanne, welche wir weiter unten näher kennen lernen werden. *EE* ist das Reservoir mit kreisförmigem Querschnitte, das oben mit dem Zuleitungscanale *W* in fester Verbindung ist und unten unmittelbar über dem oberen Radkranze ausmündet. Damit das bei *W* zufließende, im Reservoir niedersinkende und auf dem Wege *EA* dem Rade zufließende Wasser so wenig wie möglich in dieser Bewegung gestört werde und keine Contraction erleide, erweitert sich das Reservoir *EE* sowohl auf- als auch abwärts allmälig, wie aus der

Figur deutlich zu ersehen ist. Der Ausfluß des Wassers wird durch eine das Rad von außen umgebende kreisförmige Schütze FF regulirt. Das Ziehen oder Senken derselben erfolgt durch vier Stangen mittels eines besonderen Mechanismus, dessen nähere Einrichtung aus der Figur nicht zu ersehen ist. Damit das Wasser nicht zwischen der Schütze und der Gefäßwand durchdringen kann, ist ein die innere Fläche der Schütze berührender Lederring eingesetzt.

Die stehende Welle CD ist noch mit einer Röhre HH umgeben, welche den Teller KK trägt, der von dem inneren Umfange des unteren Radkranzes umgeben wird, so daß das Wasser nach unten abgesperrt ist und nicht auf die Schale des Rades drückt. Diese Einrichtung (nach Redtenbacher) weicht von der, welche Cadiat angewendet hat, ab, ist aber genau dieselbe wie bei den Fourneyron'schen Turbinen. Cadiat läßt den Teller mit der Röhre ganz weg, und hebt den Druck des Wassers auf die Schale B durch einen Gegendruck von unten auf, indem er noch ein zweites Reservoir anbringt, welches die untere Fläche des Rades A fast berührt, und mit dem Druckwasser GH in Communication gesetzt wird. Jedenfalls ist diese Einrichtung weniger zweckmäßig als die Fourneyron'sche, um so mehr, da es nicht möglich ist, den Austritt des in diesem Reservoir völlig hydrostatisch drückenden Wassers durch den wenn auch noch so engen ringförmigen Spalt zwischen dem Rade und dem Reservoir zu verhindern. Die hier abgebildete Turbine geht, wie man sieht, unter Wasser.

Anmerkung. Eine vollständige und genaue Beschreibung einer Cadiat'schen Turbine ohne Bodenteller und mit Druckwasser unter dem Radteller liefert M. Armengaud d. Aelt. im zweiten Bande seiner Publication industrielle.

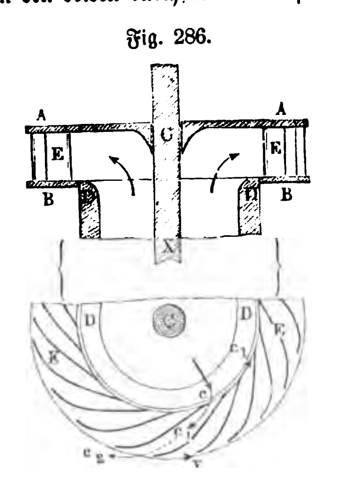
Da hier dem Wasser durch Leitschaufeln eine besondere Richtung nicht ertheilt wird, so muß man annehmen, daß das in dem Rohre EE niedersinkende Wasser beim Austritte durch den Cylindermantel A sich gleichmäßig nach allen Seiten radial ausbreitet. Dieser radialen Eintrittsrichtung entsprechend, hat man auch hier die Umdrehungsgeschwindigkeit v_e des Eintrittsumfanges und die Neigung β des ersten Schaufelelements so zu wählen, daß der in §. 102 gegebenen Bedingung des stoßfreien Eintritts genügt wird, und die dort unter (1) und (2) angeführten Gleichungen gehen mit $\alpha = 90^0$ über in:

$$\frac{v_e}{c_e} = cotg\,\beta \text{ und } \frac{w_e}{c_e} = \frac{1}{sin\,\beta}.$$

Dagegen ist bei diesen Rädern ohne Leitschaufeln die Erfüllung der Bedingung eines normalen Austritts mit einer Kraftabgabe an das Rad unvereinbar, wie aus den späteren Ermittelungen sich ergiebt, und wie sich schon daraus schließen läßt, daß bei einer radialen Ein-

führung und einer radialen Ausführung des Wassers der absolute Wasserweg durch irgend eine S-förmig geschwungene Linie dargestellt werden muß, welche in den beiden durch den Wendepunkt getrennten Zweigen nach den entgegengesetzten Seiten concav ist. Bei allen Rädern ohne Leitschaufeln tritt vielmehr das Wasser in gegen die Austrittsöffnung schräger Richtung aus dem Rade, welcher Umstand nach dem in §. 102 Gesagten als eine principielle Unvollkommenheit dieser Räder angesehen werden muß. In Folge dessen ist denn auch der Wirkungsgrad der Turbinen ohne Leitschaufeln ein geringer, und die Cadiat'schen Turbinen haben sich deshalb nicht in die Praxis einführen können, trotzdem durch den Wegfall der Leitschaufeln eine gewisse Vereinfachung der Construction erreichbar ist. In diesen Turbinen wirkt das Wasser immer vermöge seiner Pressung, so daß diese Räder stets als Reactionsturbinen auftreten, wie aus den späteren Ermittelungen folgt.

Fig. 286.



Die für die Cadiat'schen Turbinen angestellten Betrachtungen gelten vollständig auch für die Combes'schen Reactionsräder, welche nach Fig. 286 ebenfalls innere Radialturbinen ohne Leitschaufeln sind, denen das Wasser aber zum Unterschiede von den Cadiat'schen Rädern von unten durch das Rohr *DD* zugeführt wird.

Anmerkung. Räder von solcher Aufstellung, wie die Combes'schen, d. h. mit Wasserzuführung von unten, sind auch in Deutschland verschiedentlich ausgeführt worden, so z. B. von Wedding in Sagan und insbesondere von Nagel. Diese Räder sind aber mit Leitschaufeln versehen und müssen daher als umgekehrte Fourneyronturbinen angesehen werden. Es gehört hierher auch die Turbine von Laurent und Deckherr, s. Armengaud's Publication industr. Vol. 6.

§. 110. Schottische Turbinen. Zu den Radialturbinen ohne Leitschaufeln sind auch die unter dem Namen der schottischen oder Whitelaw'schen Turbinen bekannten Räder zu rechnen. Diese Turbinen können als auf dem Princip des bekannten Segner'schen Wasserrades beruhend angesehen werden, von dessen Wirkungsweise man sich durch die Fig. 287 und Fig. 288 eine Vorstellung machen kann.

Setzt man ein Ausflußgefäß *HRF*, Fig. 287, auf einen Wagen, so treibt die Reaction des Wassers, d. h. der Druck *P* auf die der Mündung *F* gegen-

überliegende Rückwand des Gefäßes dasselbe in einer der Ausflußbewegung entgegengesetzten Richtung fort, und verbindet man ein Ausflußgefäß *ABF*, Fig. 288, mit einer stehenden Welle *CD*, so wird diese durch die Reaction *P* des ausfließenden Wassers ebenfalls in einer der Ausflußbewegung entgegengesetzten Richtung umgedreht. Ersetzt man das unten abfließende Wasser

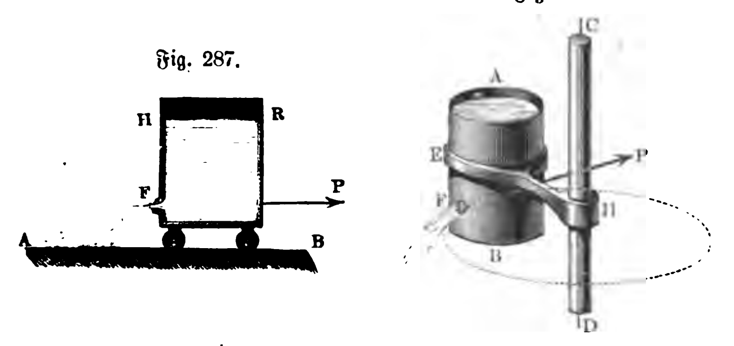


Fig. 287. Fig. 288.

von oben durch anderes, so wird auf diese Weise eine stetige Umdrehung erzeugt. Die Vorrichtung, welche dieserart entsteht, heißt ein Reactionsrad, in Deutschland gewöhnlich ein Segner'sches Wasserrad, in England auch Barkers mill. Die hier angedeutete Rückwirkung des Wassers ist die Veranlassung gewesen, bei den Turbinen überhaupt von einer Reactionswirkung zu sprechen. Die hydraulische Pressung nämlich, welche, wie früher angegeben, eine beschleunigende Wirkung auf das ausfließende



Fig. 289.



Fig. 290.

Wasser äußert, übt hierbei einen dem Beschleunigungsdrucke genau gleichen entgegengesetzten Rückdruck auf die hohle Schaufelfläche aus.

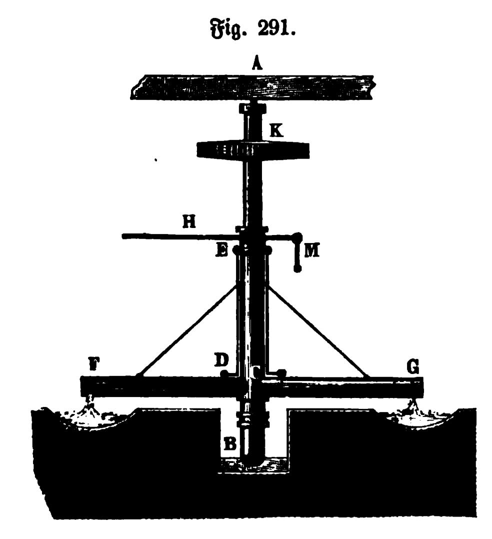
Das einfachste Rad dieser Art ist in Fig. 289 abgebildet. Dasselbe besteht aus einer Röhre *BC*, deren Axe durch eine feststehende Welle *AX* gebildet wird, und aus zwei Röhren (Schwungröhren) *CF* und *CG* mit Seitenmündungen *F* und *G*. Das durch diese Mündungen abfließende Wasser

wird durch anderes, oben durch ein Gerinne *K* zugeführtes Wasser ersetzt. Bei Anwendung an Mahlmühlen wird der Läufer oder obere Mühlstein auf *AX* unmittelbar aufgesetzt; bei anderen Anwendungen kann aber die Bewegung mittelst eines auf *AX* aufzusetzenden Zahn- oder Riemenrades fortgepflanzt werden.

Man hat auch Reactionsräder mit mehreren Schwungröhren oder Schwungkammern angewendet, wie z. B. Fig. 290 (a. v. S.) im Grundrisse vor Augen führt. Das Gefäß *HR* ist entweder cylindrisch oder conisch. Um das Wasser ohne Stoß einzuführen, hat Euler ein gleichgeformtes Zuflußgefäß unmittelbar über das Rad gesetzt, und statt des Bodens in demselben ringsum geneigte Leitschaufeln eingesetzt, ähnlich wie später Burdin bei seinen Turbinen (s. §. 100); auch hat Burdin ähnliche Reactionsräder ausgeführt. Hierhin gehört auch das Versuchsrad in Thl. I.

Ein einfaches Reactionsrad hat der Verfasser in Vallendar unweit Ehrenbreitenstein im Gange gesehen. Es war vom Herrn Maschineninspector Althans construirt, und diente als Umtriebsmaschine für zwei Lohmahlgänge. Die Einrichtung dieses Rades ist aus Fig. 291 zu ersehen. Das Wasser wird durch eine Einfallröhre zugeführt, welche bei *B* unterhalb des Rades vertical aufwärts gebogen ist. Die stehende Welle *AC* mit ihren beiden Schwungröhren *CF* und *CG* ist von unten herauf hohl und paßt mit ihrem Ende *B* in das eine Schnauze bildende Ende der Einfallröhre. Damit sich aber diese Welle drehen könne, ohne Wasser durchzulassen, ist in *B* eine Stopfbüchse angebracht.

Fig. 291.



Die rectangulären Seitenmündungen *F* und *G* sind durch Schieber zu verschließen und letztere wieder sind durch Stangen und Winkelhebel (*D*) mit einer die Welle umfassenden Hülse *E* verbunden, welche durch einen Hebel *HM* gehoben oder gesenkt werden kann. Oben sitzt das Rad *K* zur Transmission der Bewegung. Das durch die 0,23 m weite Einfallröhre zugeführte Wasser tritt bei *B* in die Steigröhre und bei *C* in die Schwungröhren, und kommt nun bei *F* und *G* zum Ausflusse. Diese Einrichtung gewährt den

Vortheil, daß das ganze Gewicht der umlaufenden Maschine vom Wasser getragen werden und folglich zu einer Reibung an der Basis keine Gelegenheit geben kann. Ist G das Gewicht der Maschine, h die Druckhöhe und $2r$ die Weite der Steigröhre, so hat man für den Fall:

$$\pi r^2 h \gamma = G,$$

und hiernach den erforderlichen Röhrenhalbmesser

$$r = \sqrt{\frac{G}{\pi h \gamma}}$$

anzuwenden, um diesen Gleichgewichtszustand herbeizuführen.

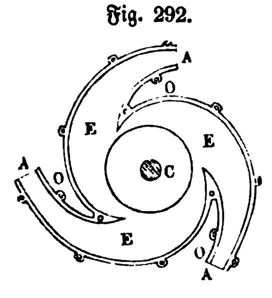
Das Aufschlagquantum betrug 18 Cubikfuß (0,556 cbm) pro Minute und das Gefälle 94 Fuß (29,5 m), folglich die disponible Leistung 1861 Fußpfund (124 mkg). Die Länge einer Schwungröhre maß $12^1/_2$ Fuß (3,92 m), und die Umdrehungszahl pro Minute war beim Arbeiten = 30, folglich die Umfangsgeschwindigkeit = 39,3 Fuß (12,35 m).

Anmerkung 1. Die erste Beschreibung eines Reactionsrades, als eine Erfindung Barker's, findet man in Desaguliers's Course of experimental-philosophy, Vol. II, London 1745. Ausführlich über die Theorie und vortheilhafteste Construction dieser Räder handelt Euler in den Memoiren der Berliner Akademie 1750, 1754.

Anmerkung 2. Die Wirkungsgrade der älteren Reactionsräder waren außerordentlich klein. Schon Nordwall findet einen solchen nur $^1/_3$ von dem eines oberschlächtigen Rades. Schitko (s. dessen Beiträge zur Bergbaukunde u. s. w. Wien 1833) fand an einem solchen Rade den höchsten Wirkungsgrad 0,15, also ebenfalls sehr gering.

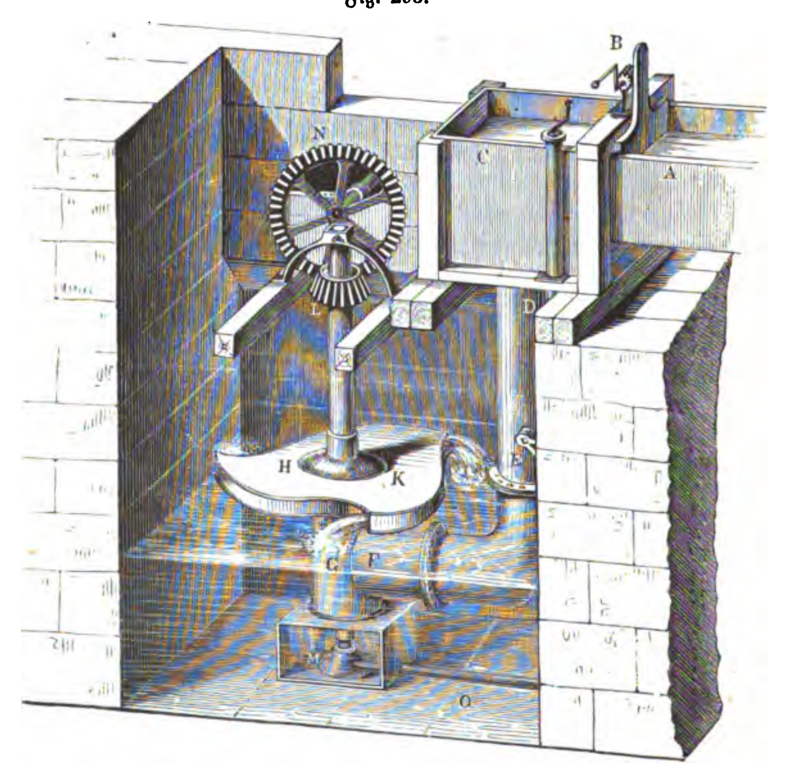
In der neueren Zeit giebt man den Reactionsrädern krumme Schwungröhren und nennt sie gewöhnlich Whitelaw'sche oder Schottische Turbinen deshalb, weil sie von Whitelaw mehrfach in Schottland ausgeführt worden sind. Manouri d'Ectot hat jedoch schon vor längerer Zeit solche Räder in Frankreich ausgeführt. (S. Journal des Mines, 1813, Tom. XXXIII.) Die schottischen, von Whitelaw und Stirrat construirten Turbinen weichen von dem Reactionsrade Manouri's im Wesentlichen nicht ab. (S. Dingler's polytechn. Journal, Band 88, und polytechn. Centralblatt, Band II. 1843, vorzüglich aber die Schrift: Description of Whitelaw's and Stirrat's Patent Watermill, 2. Edit. London and Birmingham 1843.) Eine besondere Einrichtung der Whitelaw'schen Turbinen besteht darin, daß man die Ausflußmündung des Wassers durch

Fig. 292.



eine bewegliche Seitenwand erweitern oder verengern und dadurch den Ausfluß selbst reguliren kann. Ein horizontaler Durchschnitt einer solchen Turbine ist in Fig. 292 (a. v. S.) abgebildet. Diese Turbine besteht aus drei Schwungröhren, das Wasser tritt bei E in diese ein und bei A aus denselben aus. OA ist die um O drehbare, einen Theil der inneren Seitenwand bildende Klappe zum Reguliren des Ausflusses. Die Stellung dieser Klappe während

Fig. 293.



des Ganges läßt sich durch einen ähnlichen Apparat, wie bei dem in Fig. 291 abgebildeten Rade, bewirken.

Die ganze Zusammenstellung einer Whitelaw'schen Turbine ist aus Fig. 293 zu ersehen. A ist das Wasserzuleitungsgerinne, B ein Schutzbrett und C das Einfallreservoir, aus welchem das Wasser in die Einfallröhre DEF läuft. E ist eine Drehklappe, durch welche der Wasserdruck regulirt werden kann. Bei F tritt das Wasser in den feststehenden Cylinder G und von da in das darüber befindliche Rad HK, das auf der stehenden Welle LM festsitzt. Die Reaction des durch drei Radmündungen aus-

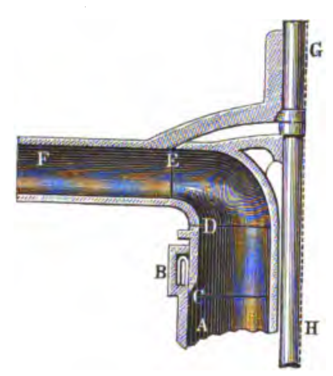
strömenden Wassers treibt das Rad mit der Welle in umgekehrter Richtung um, und diese Bewegung wird durch die Zahnräder L und N zunächst auf eine horizontale Welle übertragen u. s. w. Das Rad, die Welle, die Einfallröhren u. s. w. sind von Gußeisen; die Pfanne des Zapfens M aber erhält ein Futter von Messing. Das Oel zum Schmieren des Zapfens läuft durch ein bis über den Wasserspiegel im Einfallkasten emporsteigendes Rohr O zu. Nach Redtenbacher (s. dessen Theorie und Bau der Turbinen und Ventilatoren) kann man die Welle mit ihrem Zapfen ganz vom Wasser absperren, wenn man beide mit einem bis an die obere Deckplatte des Rades reichenden Gehäuse umgiebt.

Diese letztgedachten Whitelaw'schen Räder lassen sich, ebenso wie die Cadiat'schen, so ausführen, daß der Eintritt des Wassers aus dem Zuführungsrohre in das Rad ohne Stoß erfolgt, wenn man hierzu die einzelnen Schwungröhren wie in Fig. 292 unter dem geeigneten Neigungswinkel β gegen den Eintrittsumfang anschließt. Dagegen ist der Eintritt immer mit einem gewissen Stoßverluste verbunden, wenn, wie bei dem Althans'schen Rade, Fig. 291, die Schwungröhren radial von dem Einführungsrohre ausgehen. Dieser Verlust ist indessen bei dem letztgedachten Rade wegen der kleinen Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser in der Mitte zugeführt wird, und bei der ebenfalls geringen Umdrehungsgeschwindigkeit daselbst nur klein. Dagegen gilt für alle diese Räder die für die Cadiat'schen schon gemachte Bemerkung, daß eine normale, d. h. eine radiale Abfuhr des Wassers nicht erreichbar ist, wie die weiter unten folgende Theorie ergeben wird.

Bei den schottischen Turbinen pflegt die Austrittsöffnung des Rades immer viel kleiner zu sein, als die Eintrittsöffnung, so daß demnach die relative Austrittsgeschwindigkeit beträchtlich größer werden muß, als die relative Eintrittsgeschwindigkeit. Dies zu erzielen, wird das Wasser immer eine erhebliche Pressung beim Eintritte haben, und hieraus erkennt man die Nothwendigkeit, einen möglichst dichten Abschluß des Spaltes oder Spielraumes zwischen dem festen Zuführungsrohre und dem schnell rotirenden Radteller herzustellen. Bei einem weniger dichten Abschlusse fließt nämlich in Folge der starken Pressung durch den Zwischenraum sehr viel Wasser ungenützt aus, eine Bemerkung, die übrigens für alle Reactionsturbinen ohne Ausnahme gilt, indem bei denselben der Spalt einen um so größeren Wasserverlust veranlaßt, je größer der Ueberdruck daselbst ist. Diesen dichten Schluß zu erzielen, ohne damit eine zu beträchtliche Stopfbüchsenreibung herbeizuführen, bildet eine Hauptschwierigkeit, welche der größeren Verbreitung der schottischen Turbinen im Wege gestanden hat. Denn wenn auch, wie schon bemerkt, die Ausnutzung der Wasserkraft wegen des fehlenden Leitschaufelapparates hier eine mangelhafte genannt werden muß, so spricht doch die

einfache Einrichtung und leichte Ausführbarkeit des Rades sehr für dessen Anwendung in allen solchen Fällen, wo bei sehr bedeutenden Gefällen und geringen Wassermengen die wohlfeile Erstellung eines Motors in erster Linie maßgebend ist, selbst auf die Gefahr eines geringeren Wirkungsgrades hin.

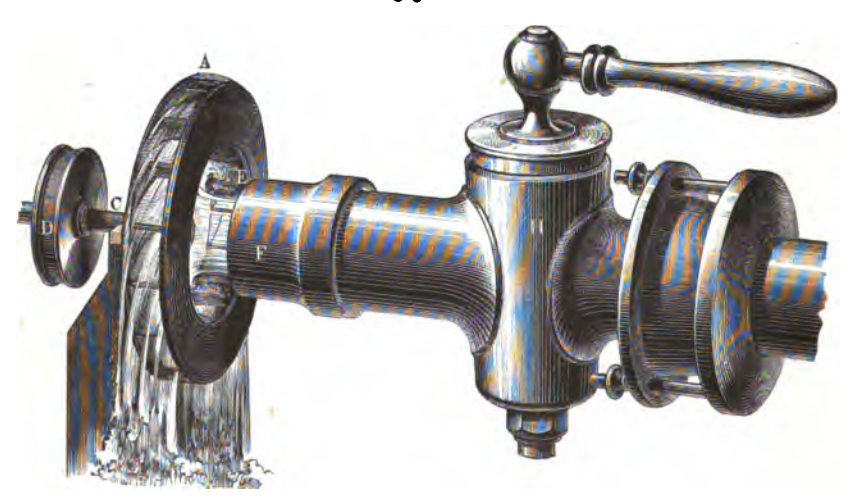
Fig. 294.



Anmerkung. Redtenbacher bewirkt den wasserdichten Abschluß zwischen dem Zuflußreservoir AB, Fig. 294, und dem Rade DEF durch einen beweglichen Messingring CD, der vom Wasser durch seinen Druck so stark an die untere Ringfläche D des Rades angedrückt wird, daß das Wasser an dieser Stelle nicht durchdringen kann. Die Berührungsflächen bei D sind natürlich ganz eben abzuschleifen. Der Ring selbst ist durch einen mit Metall gesteiften Lederstulp B gedichtet.

Für sehr hohe Gefälle und geringe Wassermengen hat man wohl auch in neuerer Zeit Turbinchen ohne Leitschaufeln in Anwendung gebracht, denen das Wasser in der Mitte als ein freier Strahl, also ohne Ueberdruck zuge-

Fig. 295.



führt wird, wie Fig. 295 erkennen läßt. Das Wasser wirkt hier nur vermöge seiner Geschwindigkeit, also ohne Reaction, und man wird, um den Stoß beim Eintritte möglichst aufzuheben, nicht nur die Schaufeln unter dem bestimmten Winkel β gegen den Umfang zu neigen haben, sondern auch gut

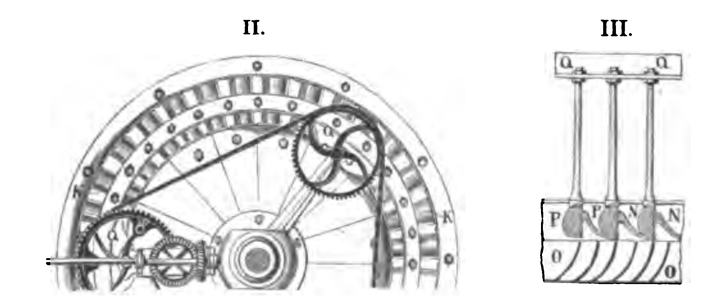
thun, dem Radteller anstatt einer ebenen Scheibenform diejenige eines conoidischen Körpers zu geben, ähnlich wie diese Form etwa bei den Schwartzkopff'schen Kreiselpumpen gewählt ist (s. Thl. III, 2). Alsdann bilden diese Rädchen, welche übrigens nur einen geringen Wirkungsgrad geben und höchstens für sehr geringe Leistungen ihrer Einfachheit wegen Anwendung finden dürften, einen Uebergang zwischen den Radialturbinen und den nunmehr näher zu betrachtenden Axialturbinen.

Fontaine's Turbine. Die Turbinen von Fontaine, Henschel und Jonval weichen insofern von den Fourneyron'schen Turbinen ab, als sich bei ihnen der Leitschaufelapparat nicht neben, sondern über dem Rade befindet, und dadurch das Wasser nicht von innen nach außen oder von außen nach innen, sondern von oben nach unten auf das Rad geführt wird, und nicht am äußeren Umfange, sondern an der Grundfläche aus dem Rade tritt. Bei der Bewegung des Wassers von oben nach unten in den ebenfalls durch krumme Schaufeln gebildeten Canälen spielt die Centrifugalkraft nur eine untergeordnete Rolle, wogegen die Wirkung der Schwerkraft auf das Wasser beim Fallen desselben durch die Höhe des Rades in Rechnung zu stellen ist. Zwischen der Turbine von Fontaine und der von Henschel findet der Unterschied statt, daß bei jener die Oberfläche des Unterwassers unmittelbar unter oder über dem Rade steht, daß dagegen bei dieser das aus dem Rade strömende Wasser eine Wassersäule über der Oberfläche des Unterwassers bildet, die in Folge des atmosphärischen Luftdruckes ebenso auf den Gang des Rades ihren Einfluß ausübt, als wenn sie über dem Rade stünde und auch wohl als Sauggefälle bezeichnet wird. Die Jonval'sche Turbine ist eine verbesserte Henschel'sche Turbine. §. 111.

Die Einrichtung einer Fontaine'schen Turbine ist aus Fig. 296 (I. u. II., a. f. S.), welche dieselbe in einem verticalen Durchschnitte und im Grundrisse vorstellt, zu ersehen. AA ist das Rad, BB der Radteller, welcher statt der Radarme das Rad mit der hohlen Welle $CCDD$ fest verbindet. Damit der Zapfen nicht unter Wasser gehe, endigt sich die Welle CD in einem Auge GG, durch welches der stählerne Stift FS gesteckt ist, der durch die Schraubenmutter S tiefer oder höher gestellt werden kann, und in einer stählernen Pfanne im Kopfe F einer feststehenden Säule EF umläuft. Durch eine über dem Auge G eingesetzte stehende Welle H wird die Umdrehung des Rades fortgepflanzt. Um die stehende Welle gegen das Wasser zu schützen, wird sie, wie bei einer Fourneyron'schen Turbine, mit einem Mantel ZZ umgeben. Der Leitschaufelapparat KK ist auf die Balken L, L aufgeschraubt und mit ihm ist auch ein Teller $KMMK$ verbunden, der ein cylindrisches Metalllager MM enthält, durch das, in Gemeinschaft mit einem höher stehenden Lager DD, die Turbinewelle CD während ihrer Umdrehung

in sicherem Stande erhalten wird. Die Gestalt einer Leitschaufel *N* und einer Radschaufel *O* ist aus III. zu ersehen. Zum Reguliren des Auf-

Fig. 296 I.

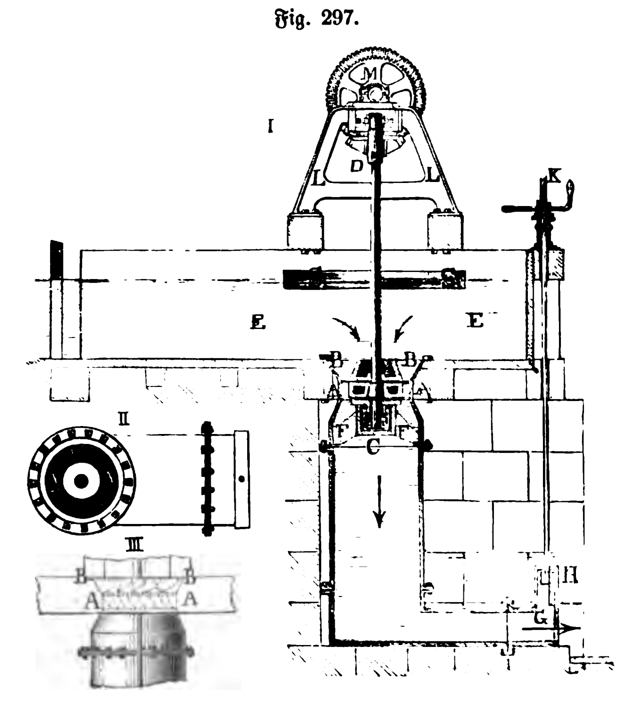


schlages dient ein Schützenapparat, welcher aus so vielen einzelnen Schützen *P*, *P*... besteht, als das Rad Leitschaufeln *N*, *N*... hat. Diese Schützen

sind mit abgerundeten Holzstücken bekleidet und laufen in Nuthen, welche in die cylindrischen Mäntel des Leitschaufelapparates eingelassen sind. Die Schützenstangen *PQ, PQ...* sind durch einen eisernen Ring *QQ* fest mit einander verbunden, der durch drei Zugstangen *QR, QR...* gehoben oder gesenkt werden kann. Zu diesem Zwecke werden die Enden *R, R...* dieser Stangen schraubenförmig zugeschnitten und Zahnräder *T, T...* aufgesetzt, deren Naben Schraubenmuttern bilden und deren Umfänge durch eine Kette ohne Ende mit einander verbunden sind. Wird nun mit Hülfe einer Kurbel *W* und vermittelst eines Räderwerkes *UV* das eine Rad *T* in Umdrehung gesetzt, so laufen die übrigen Räder gleichmäßig mit um, und es werden dadurch auch alle drei Zugstangen gleichmäßig angezogen oder niedergelassen. Hinsichtlich der sonst zum Reguliren der Turbinen angewendeten Mittel sei auf das weiter unten darüber Angegebene verwiesen.

Jonval's Turbine. Ansichten einer Jonval'schen Turbine sind unter Fig. 297 enthalten. Man nennt diese Turbinen wohl auch doppeltwirkende, weil bei ihnen das Wasser durch Druck und Zug (Saugen) zugleich wirkt. *AA* ist das ebenfalls durch einen Teller mit der §. 112.

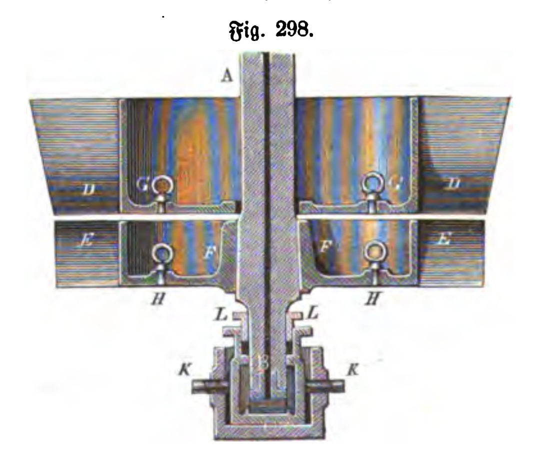
Fig. 297.



stehenden Welle *CD* verbundene Rad, *BB* der darüberstehende, in das Aufschlaggerinne *EE* conisch einmündende Leitschaufelapparat. Das Zapfenlager ruht in einem Gehäuse *C*, welches durch die Träger *FF* unterstützt und festgehalten wird. Die Lage der Leit- und Radschaufeln, sowie einen Theil des Aeußeren von der Röhre, in welcher das Rad eingeschlossen ist, führen II. und III. vor Augen. Um die Oberfläche des Oberwassers ruhig zu erhalten, wird ein hölzerner Schwimmer *SS* aufgelegt, und um den Gang des Rades zu reguliren, wird eine Schütze *G* in Anwendung gebracht, welche sich durch eine Kurbel und Schraube höher oder tiefer stellen läßt. Je nachdem die Schütze höher oder tiefer steht, fließt natürlich auch mehr oder weniger Betriebswasser in das Unterwasser *H* ab, kann also auch das Rad mehr oder weniger Arbeit verrichten. Der Ständer *LL* trägt das Lager für den oberen Zapfen der Welle *CD* und das Lager einer liegenden Welle, auf welche die Umdrehung des Rades mittelst eines conischen Räderwerkes *M* zunächst übertragen wird. Bei kleinen Rädern kann das Reservoir, in welchem das Rad eingeschlossen ist, aus gußeisernen Röhren zusammengesetzt werden, bei größeren Rädern hingegen pflegt man es aus Quadern aufzumauern.

Man ersieht aus dem soeben Mitgetheilten, daß die Turbinen von Fontaine und von Jonval in den Haupttheilen und in den wesentlichsten

Fig. 298.



Verhältnissen, sowie in ihrer Wirkungsweise vollkommen übereinstimmen. Bei beiden Rädern steht das Oberwasser in einer gewissen Höhe h_o über der Eintrittsstelle in das Rad; was aber das Unterwasser anlangt, so steht dessen Oberfläche bei der Jonval'schen Turbine um eine gewisse Höhe h_u unter dem Rade, während sie bei der Fontaine'schen Turbine bis zum Rade reicht, oder sogar über dem Rade steht. In Beziehung auf das Reguliren des

Ganges beider Turbinen muß noch bemerkt werden, daß die Fontaine'sche Turbine mit einer inneren, dagegen die Jonval'sche mit einer äußeren Schütze ausgerüstet, daß also insofern jene mit einer Fourneyron'schen und diese mit einer Cadiat'schen Turbine zu vergleichen ist.

Die Henschel'schen oder Jonval'schen Turbinen sind in der neueren Zeit vielfach und mit sehr gutem Erfolge angewendet worden. Der verticale Durchschnitt eines einfachen Rades dieser Art ist in Fig. 298 abgebildet. Die Welle AB ist längs ihrer Axe durchbohrt, um den Berührungsflächen zwischen dem Zapfen B und der Spurplatte C Oel zuführen zu können. Es ist DD der Leitschaufelapparat (das Leitrad) und $EEFF$ das eigentliche Rad (Laufrad); die Bodenteller GG und HH sind mit Spunden G und H versehen, wodurch die Unreinigkeiten, wie Sand, Schmand u. s. w., von Zeit zu Zeit abgelassen werden können. Wie der Zapfen durch Schrauben KK centrirt und durch eine Stopfbüchse vor dem Zutritt des Wassers geschützt werden kann, ist aus der Figur deutlich zu erkennen.

Anmerkung. Mit Recht rügt Herr Professor Rühlmann in der Zeitschrift des Hannoverschen Architekten- und Ingenieurvereins Bd. I, und zwar im „Beitrag zur Geschichte der horizontalen Wasserräder", daß die sogenannte Jonval'sche oder Köchlin'sche Turbine keine Jonval'sche, sondern eine Erfindung des Herrn Oberbergrath Henschel in Cassel ist. Herr Henschel hat schon 1837 eine solche Turbine entworfen und 1841 in einer Steinschleiferei zu Holzminden aufgestellt. Herr Sectionsrath Rittinger nennt die Räder Rohrturbinen.

Schraubenturbine. Die Schraubenturbine kann man als eine Henschel'sche oder Fontaine'sche Turbine auffassen, bei welcher die Leitschaufeln weggelassen und die Radschaufeln durch zwei bis vier sehr lange, rings um die Welle geführte Schraubenflächen gebildet sind. Den verticalen Durchschnitt einer solchen Turbine führt Fig. 299 (a. f. S.) vor Augen. Diese von Plataret erbaute Turbine arbeitet in einer Spinnerei zu St. Maur bei Paris. Das gußeiserne Rad A besteht im Wesentlichen aus zwei schraubenförmigen Schaufeln, welche auf einem über die Turbinenwelle CD wegzuschiebenden Rohre sitzen, und von denen jede eine volle Umwindung hat. Die Höhe dieses Rades ist 0,52 m, der äußere Durchmesser 1,04 m und der innere oder der der Hülse 0,25 m, folglich der Neigungswinkel der Schraubengänge gegen den Umfang außen durch §. 113.

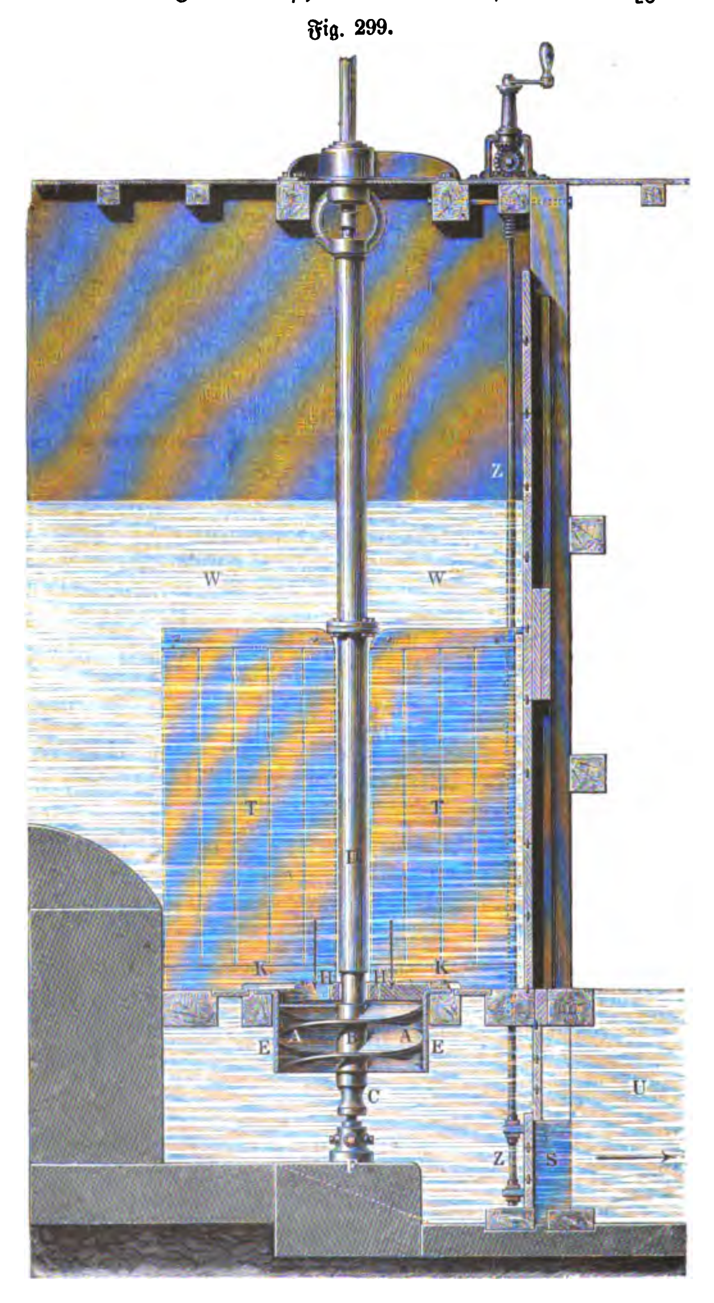
$$tg\,\beta_a = \frac{0{,}52}{\pi\,.\,1{,}04} = 0{,}1590 \text{ zu } \beta_a = 9^0\,2'$$

und innen durch

$$tg\,\beta_i = \frac{0{,}52}{\pi\,.\,0{,}25} = 0{,}6622 \text{ zu } \beta_i = 33^0\,31'$$

gegeben.

Fig. 299.



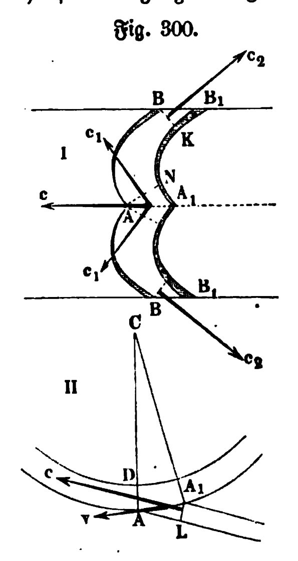
Der Querschnitt jedes der beiden Radcanäle berechnet sich nach Abzug der Eisenstärke auf 0,14 qm. Das Rad bewegt sich in einem gut ausgebohrten gußeisernen Mantel *EE* mit 1 mm Spielraum. Die Turbinenwelle *CD* ist, wie die der Fontaine'schen Turbine, Fig. 296, aufgehangen und dreht sich um eine cylindrische Säule, welche auf dem Ständer *F* ruht. Das Halslager *H* der Welle wird durch ein dreiarmiges Kreuz getragen. Durch die in die Radstube eingehängten Holzthüren *T*, welche die Radstube über dem Rade in zwei Abtheilungen theilen, wird das niedersinkende Wasser an einer wirbelnden Bewegung verhindert. Zur Regulirung des Aufschlages dient die durch die Zugstangen *Z* zu bewegende Schütze *S* in der Abflußrinne.

Der Wirkungsgrad dieser Turbine kann nur ein sehr geringer sein, wie die folgende Betrachtung lehrt. Wollte man dem Rade eine Umfangsgeschwindigkeit $v = c\, cotg\, \beta$ ertheilen, so würde zwar das Wasser ohne Stoß in das Rad eintreten, aber auch, ohne die geringste Wirkung auszuüben, durch das Rad hindurchströmen; denn da in irgend einem bestimmten Cylinderdurchschnitte die schraubenförmige Schaufel in allen Höhen dieselbe Neigung beibehält, so äußert sie auf das an ihr entlang gleitende Wasser keinen ablenkenden Einfluß aus, weswegen das Wasser auch wieder keine Arbeit an das Rad abgeben kann. Das Wasser würde bei dieser Radgeschwindigkeit ungehindert und daher ungenützt die Turbine durchströmen, ebenso als wenn die Schaufeln gar nicht vorhanden wären. Soll überhaupt ein Effect ausgeübt werden, so kann dies nur bei einem langsameren Gange des Rades in Folge des Stoßes geschehen, welcher dann beim Eintritte des Wassers auftritt. Mit dieser ersten Stoßwirkung hört aber dann auch jede fernere Einwirkung auf, wegen der Form der Schaufelflächen, welche, wie erwähnt, eine Ablenkung des Wassers nicht veranlassen. Die Wirkung dieser auf den ersten Blick nicht ganz unvortheilhaft erscheinenden Turbine ist daher die eines recht unzweckmäßigen Stoßrades.

Schiele's und Thomson's Turbinen. Zwei eigenthümliche, in neuerer Zeit bekannt gewordene Turbinen mögen hier noch angeführt werden, diejenigen nämlich von Schiele und von Thomson, von welchen die letztere als äußere Radialturbine aufzufassen ist, während die Turbine von Schiele gewissermaßen als eine Verbindung zweier Axialturbinen angesehen werden kann, denen das Wasser in der Mitte der Radhöhe zugeführt wird, um in der Axenrichtung nach beiden Seiten hin das Rad zu durchströmen. Eigenthümlich ist beiden Turbinen die Zuführung des Wassers am äußeren Umfange durch ein spiralförmiges Gehäuse, welches das Wasser bei der Thomson'schen Turbine direct, bei derjenigen von Schiele durch einen äußeren Leitschaufelapparat dem Rade zuführt. §. 114.

Von der Wirkungsweise des Wassers in der Turbine von Schiele erhält man durch Fig. 300 eine Anschauung. Wenn ein Wasserstrahl in A nahezu tangential gegen den mittleren Umfang eines Cylinders trifft, welcher nach beiden Seiten hin mit Schaufeln BA, $B_1A_1\ldots$ besetzt und durch ein Gehäuse von geeigneter Form umschlossen ist, so wird das mit der Geschwindigkeit c in A ankommende Wasser nach beiden Seiten mit den Geschwindigkeitscomponenten c_1 entlang den Schaufeln hinströmen, um bei B an den Stirnflächen des Cylinders zum Ausflusse zu gelangen. Der hierbei gegen die Schaufeln AB ausgeübte Druck veranlaßt daher die Umdrehung der Radaxe.

Fig. 300.

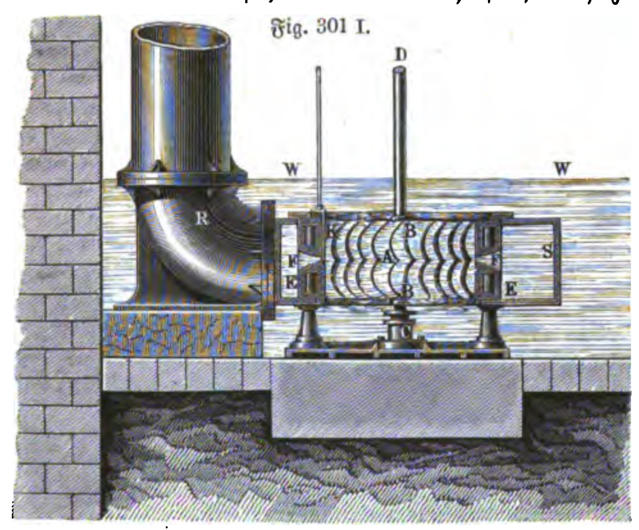


In den Figg. 301 I und II sind der verticale und der horizontale Durchschnitt einer Schiele'schen Turbine abgebildet. Das eigentliche Rad BAB sitzt auf der Welle CD und ist von einem Gehäuse EE umgeben, dessen Mitte den kreisförmigen und mit Leitschaufeln versehenen Zutrittscanal FF enthält. Dieses Gehäuse ist wieder von einem spiralförmigen Einlaufe SS umgeben, welcher sich unmittelbar an die Einfallröhre, durch welche das Aufschlagwasser zugeführt wird, anschließt. Das letztere wird durch die Zuleitungscanäle F, $F\ldots$ in die Mitte A des Rades geführt, läuft von da in zwei Strömen längs der Schaufeln AB, AB hin, und kommt an den beiden Grundflächen des Rades zum Ausfluß unter dem Wasser WW. Um den Zufluß des Aufschlages zu reguliren, sind noch Schieber wie K an den Ausmündungen der Einläufe angebracht, wodurch sich dieselben verschließen lassen. Da das Wasser in entgegengesetzten Richtungen an den Radcanälen hinläuft, so übt es keinen Axendruck auf das Rad aus, und da ohnedies das Rad hohl gegossen wird, daß es beinahe im Wasser schwimmt, so fällt bei diesen Rädern die Zapfenwirkung außerordentlich klein aus. Man läßt diese Turbinen auch durch Saugröhren wirken, auch läßt man sie wohl um eine horizontale Axe laufen. S. Dingler's Journal Bd. 164, 1862.

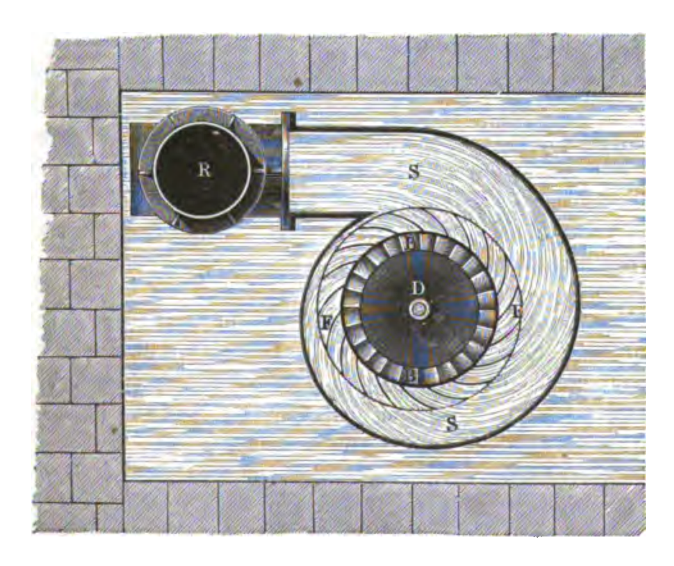
Während bei den Reactionsturbinen von Fourneyron, Fontaine, Francis u. s. w. das Aufschlagwasser so langsam zufließt, daß man die lebendige Kraft desselben ganz außer Acht lassen kann, wird das Wasser bei dem Case-Water-Wheel von Thomson mit einer Geschwindigkeit zugeführt, welche der Umdrehungsgeschwindigkeit desselben ganz oder nahe gleichkommt.

Ein solches Rad ist, zum Theil aufgedeckt, in Fig. 302 (a. f. S.) monodimetrisch abgebildet. Das Rad *AA* besteht aus radialen Schaufeln, welche zwischen

Fig. 301 I.



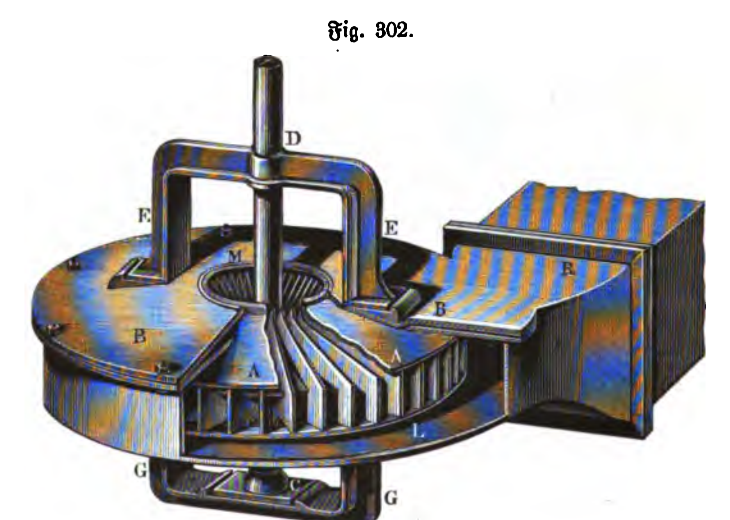
II.



conischen Kränzen sitzen und von außen nach innen an Höhe zunehmen. Die Welle *CD* ruht in einem Gestelle *EEGG*, welches mit einem Gehäuse *BB*

fest verbunden ist, wodurch das ganze Rad umgeben wird. Dieses Gehäuse schließt sich ziemlich wasserdicht an die inneren Radmündungen *M, M* an, während es den äußeren Radumfang excentrisch umgiebt und an einer Seite mit der Röhre *R* verbunden ist, durch welche das Aufschlagwasser zugeführt

Fig. 302.



wird. In Folge der excentrischen Umschließung des Rades durch das Gehäuse entsteht ein ringförmiger Canal *L*, welcher an der Einmündung der Einfallröhre die größte Weite hat und sich mit allmälig abnehmender Weite rings um das Rad herumzieht. In diesem Canale bewegt sich das Wasser mit einer Geschwindigkeit, welche die Umfangsgeschwindigkeit des Rades wenig übertrifft. Die Wirkungsweise des Wassers in diesem Rade ist wie die in den äußeren Radialturbinen zu beurtheilen.

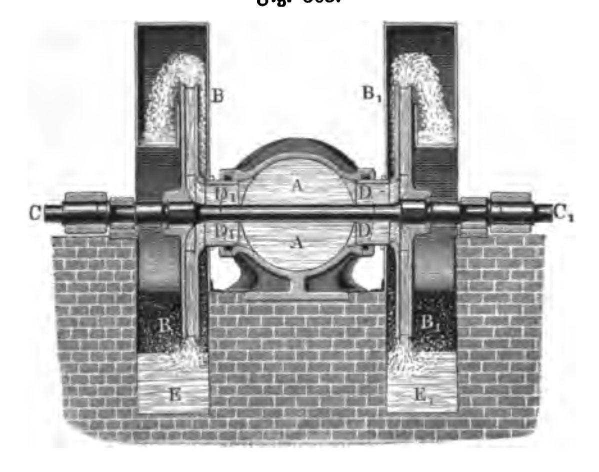
§. 115. **Turbinen mit horizontaler Axe.** In neuerer Zeit hat man auch angefangen, verticale Wasserräder nach den Principien der Reactionsturbinen zu erbauen, jedoch ist über deren Nützlichkeit noch wenig Bestimmtes bekannt. Namentlich hat man die Jonval'schen und die Whitelaw'schen Räder auf horizontale Wellen gesetzt. Daß diese Aufstellung nur bei hohem Gefälle von Vortheil sein kann, ist leicht zu ermessen, da nur hier ein unvermeidlicher Gefällverlust beim Austritte des Wassers aus dem Rade zu übersehen ist. Jedenfalls hat ein solches Rad vor den Turbinen den Vorzug, daß es leichter, sicherer und gegen den Zutritt des Wassers geschützter gelagert werden kann, als eine gewöhnliche Turbine. Nach Jonval und Redtenbacher kann man mit Vortheil zwei Räder

einander gegenüber auf eine und dieselbe horizontale Welle setzen, weil dadurch jeder Wasserdruck in der Richtung der Radaxe aufgehoben wird, ohne auf die Zapfen zu wirken.

Die Einrichtung einer verticalen Doppelturbine mit gesonderten Schwungröhren nach Redtenbacher führt Fig. 303 vor Augen. AA ist die zur Seite einmündende Einfallröhre, BB das eine und $B_1 B_1$ das andere Rad, CC_1 die horizontale Radwelle, ferner sind DD und $D_1 D_1$ die Liderungsringe, endlich sind E und E_1 die Abzugsgräben. Man kann sich leicht denken, wie auf gleiche Weise eine Combes'sche oder Fourneyron'sche Turbine aufzustellen ist. Dieselbe bekommt noch einen Leitschaufelapparat vor jedem Rade und fällt natürlich unter denselben Verhältnissen viel kleiner aus.

Nach demselben Principe kann man auch eine Verbindung von zwei Jonval'schen Turbinen mit gemeinschaftlicher horizontaler Welle herstellen.

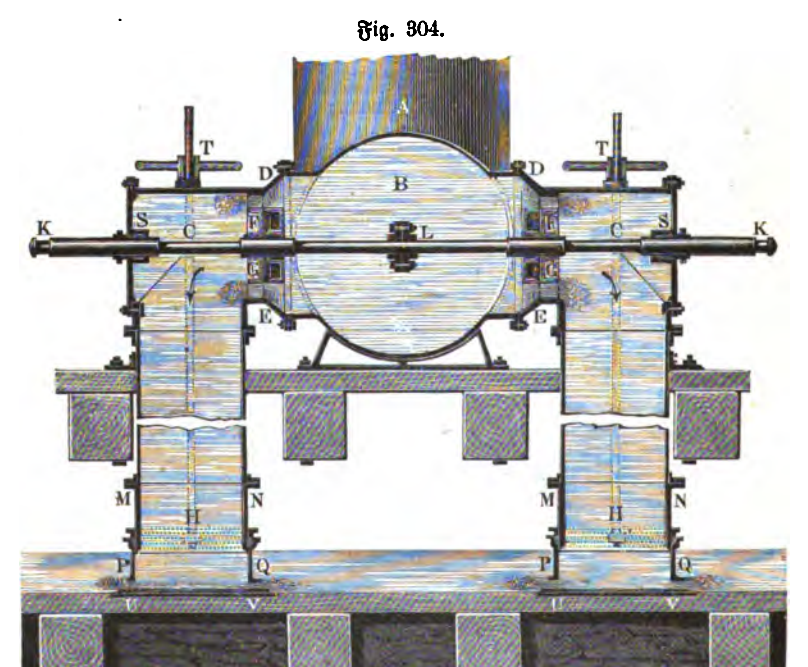
Fig. 303.



Beide einander gegenüberstehende Räder werden aus einem gemeinschaftlichen Reservoir gespeist, führen aber das Wasser in getrennten Abfallröhren nach unten ab. Ein ähnlich construirtes Wasserrad betreibt bei 9,5 m Gefälle mit 180 cbm Aufschlag pro Minute eine Baumwollenspinnerei zu West-Springfield im Staate Massachusetts; es hat 1 m Durchmesser und macht im normalen Gange 220 Umdrehungen pro Minute, wobei es einen Wirkungsgrad von 0,65 giebt. Nach dem „American Franklin-Journal" sollen in dem genannten Staate mehrere solcher Turbinen von 15 bis 140 Pferdekräften bei Gefällen von 3 bis 8 m zum Betriebe an Spinnereien, Papiermühlen, Walzwerken u. s. w. mit Vortheil arbeiten (s. auch das polytechn. Centralblatt, Jahrgang 1850, Lieferung 9, oder the Civil-Eng. and Arch. Journ. 1850, Febr., Seite 68).

Aehnliche Doppelturbinen sind von Herrn Roschkoff, Oberstlieutenant im Kaiserl. Russ. Bergingenieurcorps zu Katharinenburg, construirt worden. Den verticalen Längendurchschnitt einer solchen Turbine zeigt Fig. 304. Die Einfallröhre *A* mündet in das liegende Reservoir *B* ein, an dieses schließen sich zu beiden Seiten die Turbinengehäuse *DES*, *DES* an, und letztere endigen sich in den verticalen Saugröhren *HUV*, *HUV*. Das den Turbinengehäusen durch die Einfallröhre zugeleitete Aufschlagwasser wird mittelst der Leitschaufelapparate *DE*, *DE* auf die Räder *FG*, *FG* geführt und fließt nach vollbrachter Wirkung durch die Saugröhren ab in das

Fig. 304.

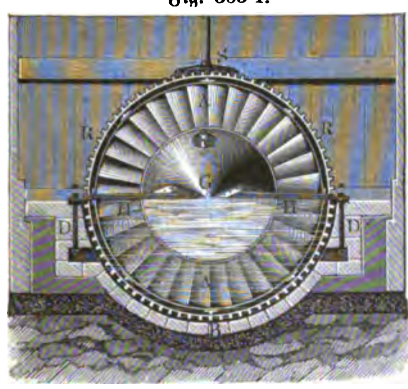


Unterwasser. Zum Reguliren dieses Abflusses dient der mittelst eines Schraubenrades *T* und durch Zugstangen zu hebende oder zu senkende Schützenring *PQ*. Die Turbinenwelle *KLK*, welche die Räder *FG*, *FG* trägt, tritt mittelst der Stopfbüchsen *S*, *S* aus den Turbinengehäusen heraus, nimmt außen die Vorgelegsräder auf und ruht in deren Nähe auf festen Lagern. Uebrigens möchte es zweckmäßig sein, diese Welle auch auf ein Lager innerhalb des Reservoirs zu legen. Diese Turbine hat vor den anderen Turbinen mit horizontaler Axe den großen Vorzug, daß sie das Gefälle an

allen Punkten der Radumfänge gleichmäßig benutzt (s. den „Civilingenieur", Bd. III, 1857).

Das Schraubenrad. Von der Schraubenturbine ist das Schraubenrad wesentlich verschieden. Dieses Rad ist im Wesentlichen eine Burdin'sche Turbine mit horizontaler Axe, ohne Leitschaufeln und mit theilweiser Beaufschlagung (s. §. 100). Es unterscheidet sich dasselbe jedoch insofern noch von den Burdin'schen Turbinen, als ihm Wasser durch den Aufschlagcanal, und zwar in der Richtung seiner Axe, unmittelbar zugeführt wird. Die Einrichtung eines solchen Schraubenrades ist aus Fig. 305 I u. II zu ersehen. Es stellt hier I die hintere Ansicht und II den verticalen Längendurchschnitt der ganzen Maschine vor. §. 116.

Fig. 305 I.



II.



Das eigentliche Rad *A A* ist, wie das einer gewöhnlichen Fontaine'schen Turbine mit schraubenförmigen Schaufeln construirt; es hängt dasselbe in einem steinernen Einbau *DBD*, von welchem es längs der unteren Hälfte seines Umfanges concentrisch umgeben wird. Um das Aufschlagwasser *W* dem Rade in der erforderlichen Richtung zuzuführen, wird nicht allein das Gerinne vor dem Einbau von einem nach dem Rade sich allmälig zusammenziehenden Blechmantel *E* umgeben, sondern auch noch ein birnförmiger Blechmantel *F* eingesetzt, welcher mit seiner Basis gegen den inneren ungeschaufelten Theil des Rades und mit seiner Spitze dem Wasserstrome entgegengerichtet ist. Damit ferner das Wasser nach seiner Wirkung im Rade, ohne einen Wirbel zu bilden, in das Unterwasser ausfließen könne, ist auch hinter dem Rade ein kegelförmiger Blechmantel *G* angebracht. Beide

Mäntel F und G stehen durch Querarme H, H mit linsenförmigen Querschnitten mit den Seitenmauern D, D des Gerinnes in fester Verbindung, und dienen zugleich der horizontalen Welle des Rades zur Lagerung. Damit der Austrittswinkel δ des Wassers möglichst herabgezogen werden könne, haben die Radcanäle eine von vorn nach hinten allmälig zunehmende Weite, und folglich die beiden Radkränze eine entsprechend conische Gestalt erhalten. Zur Fortpflanzung der Umdrehungskraft dient das conische Zahnrad RR, welches den äußeren Radkranz nahe an der hinteren Seite umgiebt und in das Getriebe S einer stehenden Transmissionswelle eingreift. Wie leicht zu ermessen ist, eignet sich ein solches Schraubenrad besonders zur Zugutemachung einer Wasserkraft mit kleinem Gefälle und großem Aufschlagquantum.

Da hier beim Austritt des Wassers aus dem Rade ein Ausfluß unter Wasser statt hat, so ist hierbei die wirksame Druck- oder Geschwindigkeitshöhe für alle durch das Rad strömenden Wassertheile eine und dieselbe, nämlich das Gefälle oder der Abstand h zwischen dem Ober- und Unterwasserspiegel, und folglich auch die Wirkung des Wassers an allen Stellen des Rades eine und dieselbe.

Da die Tiefe des Wassers auf die Wirkungsweise des Wassers im Rade keinen Einfluß hat, so kann dieses Rad bei einem höheren Wasserstande eben so gut arbeiten als bei einem niedrigeren, und es läßt sich folglich dasselbe statt der gewöhnlichen unterschlächtigen Räder dann sehr gut verwenden, wenn der Wasserstand im Gerinne ein sehr variabler ist.

Ein solches Wasserrad hat Herr Girard zum Betriebe einer Chocoladenfabrik zu Noisiel (sur Marne) construirt, und zwar für ein mittleres Gefälle von 0,5 m und einen Aufschlag von circa 3 cbm pro Secunde (siehe die Schrift „Nouveau Récepteur hydraulique, dit Roue Hélice à axe horizontal, ou Turbine sans directrices, par Girard“, Paris 1855).

§. 117. **Theorie der Axialturbinen.** Um die Wirkung des Wassers in den Turbinen durch Rechnung zu verfolgen, sei zunächst eine Axialturbine vorausgesetzt, deren Rad die Höhe h_r, Fig. 306, habe und mit der Austrittsfläche um die Höhe h_u der Unterwassersäule über dem Wasserspiegel U im Abzugsgraben aufgestellt sein soll, während die Höhe zwischen der Radeintrittsöffnung A und dem Oberwasserspiegel O durch h_o gegeben sei. Man hat daher für das ganze Gefälle h der Turbine die Gleichung

$$h = h_o + h_r + h_u \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (15)$$

Wenn die Turbine ganz oder theilweise unter das Unterwasser getaucht ist, wie in Fig. 296 bei der Fontaine'schen Anordnung, so ist h_u negativ in Rechnung zu stellen, dann ist also

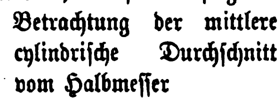
$$h = h_o + h_r - h_u \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (15^a),$$

und wenn die Turbine ganz frei über dem Wasser ausgießt, so geht die Höhe h_u ganz verloren und als das zur Verwendung kommende Gefälle hat man

$$h = h_o + h_r \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (15^b)$$

anzusehen.

Es möge ferner das Rad aus zwei concentrischen Cylindermänteln von den Halbmessern r_i innen und r_a außen gebildet werden, und für die folgende Betrachtung der mittlere cylindrische Durchschnitt vom Halbmesser



$$r_m = \frac{r_i + r_a}{2}$$

zu Grunde gelegt werden.

Fig. 306.

Diesen Cylindermantel ebensowohl wie den zugehörigen des Leitrades denkt man sich auf eine Ebene abgewickelt, und es seien LA und AE, Fig. 307 (a. f. S.), die solchergestalt erhaltenen Durchschnitte mit einer Leit- und bezw. mit einer Radschaufel, welche beide vor der Hand als von unendlich geringer Dicke gedacht werden mögen. Die oben vertical beginnende Leitschaufel führt das Wasser mit einer gewissen Geschwindigkeit unter dem Winkel $\alpha = BAA_1$ gegen die Radfläche dem Rade zu, und es möge mit c_e diese absolute Eintrittsgeschwindigkeit BA bezeichnet sein. Ferner soll $\beta = DAA_1$ den Neigungswinkel des ersten Radschaufelelementes gegen die Eintrittsöffnung vorstellen, während $\delta = FEE_1$ dieselbe Bedeutung für das letzte Schaufelelement hat. Die Radgeschwindigkeit, welche hier im Eintritts- und Austrittsumfange von gleicher Größe ist, sei v, und mit w sollen die relativen Geschwindigkeiten des Wassers entlang der Schaufel bezeichnet werden, so zwar, daß w_e die relative Eintritts-

geschwindigkeit DA in A und w_a die relative Austrittsgeschwindigkeit EF in E bezeichnet. Wenn den in §. 102 für alle Turbinen entwickelten Grundbedingungen des stoßfreien Eintritts und des normalen Austritts genügt sein soll, so hat man die Beziehungen

$$c_e = v \frac{\sin \beta}{\sin (\beta - \alpha)} = w_e \frac{\sin \beta}{\sin \alpha} \quad \ldots \ldots \quad (16)$$

$$w_e = v \frac{\sin \alpha}{\sin (\beta - \alpha)} = c_e \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} \quad \ldots \ldots \quad (17)$$

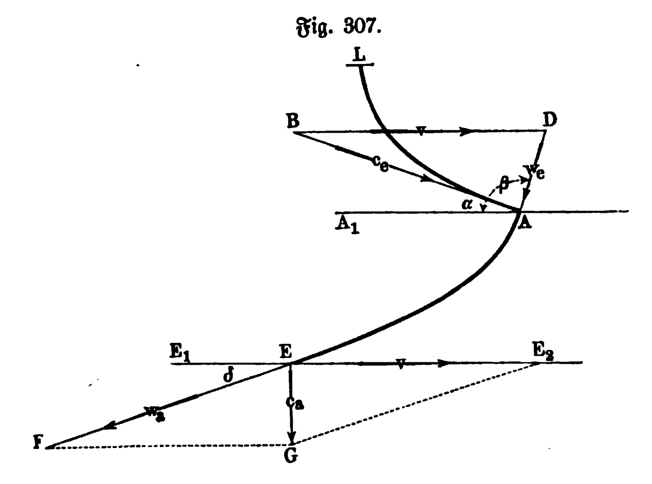
$$w_a^2 = c_a^2 + v^2 \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (18)$$

Ferner hat man noch, da die Eintrittsfläche des Rades bei A gleich der Austrittsfläche bei E ist, die Austrittsgeschwindigkeit c_a gleich der axial gerichteten Componente $c_e \sin \alpha$ der Eintrittsgeschwindigkeit, also

$$c_a = c_e \sin \alpha \quad \ldots \ldots \ldots \quad (19)$$

Bei dem Durchgange des Wassers durch das Zuführungsrohr und den Leitschaufelapparat treten gewisse Widerstände auf, welche durch die Reibung

Fig. 307.



des Wassers an den Wandungen und durch die plötzlichen Querschnittsveränderungen hervorgerufen worden, die in Folge der Dicke der Schaufelbleche nicht zu vermeiden sind. Diese Widerstände, welche weiter unten näher ins Auge gefaßt werden sollen, vernichten einen gewissen Theil der Gefällhöhe und es möge der Verlust an Gefälle, welchen das Wasser auf seinem Wege vom Oberwasserspiegel bis nach seinem Austritte aus dem Leitapparat erleidet, mit z_0 bezeichnet sein. In gleicher Weise bedeute z_r die Verlusthöhe, welche dem Durchgange des Wassers durch das Rad entspricht, und endlich soll z_u die in dem Abführungsrohre des Wassers von der Aus-

trittsöffnung des Rades bis zum Unterwasser auftretende Verlusthöhe bezeichnen. Im Ganzen wird daher durch diese schädlichen Widerstände ein Betrag an Gefällhöhe

$$z = z_o + z_r + z_u \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (20)$$

der Wirkung des Wassers entzogen, so daß als die wirksame Gefällhöhe nur der Rest

$$h_w = h - z \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (21)$$

verbleibt.

Von diesen Widerstandshöhen z_o, z_r und z_u fällt z_u ganz weg, wenn die Turbine frei über Wasser arbeitet und z_u wird als gering zu vernachlässigen sein, wenn die Turbine in das Unterwasser getaucht ist.

Das dem Rade durch den Spalt zwischen Leit- und Laufrad mit der absoluten Geschwindigkeit c_e zufließende Wasser wird neben dieser Geschwindigkeit auch eine gewisse hydraulische Pressung besitzen, deren absoluter Werth (d. h. unter Berücksichtigung des atmosphärischen Druckes) durch eine Wassersäule von der Höhe h_{pe} ausgedrückt sein soll, und in gleicher Weise bedeute h_{pa} die Höhe der Wassersäule, welche der hydraulischen Pressung des bei E mit der absoluten Geschwindigkeit c_a austretenden Wassers zugehört.

Um diese hydraulischen Pressungen zu bestimmen, kann man Folgendes bemerken. Wenn, wie hier vorausgesetzt worden, die Gefällhöhen h_o und h_u in Fig. 306 während des Stillstandes der Turbine gemessen wurden, für welchen Fall die Wasserspiegel O und U in Ruhe befindlich als horizontale Ebenen angenommen werden dürfen, so wird beim Ingangsetzen der Turbine der obere Wasserspiegel sich um eine gewisse Höhe $O O_1 = x$ senken, wie solche zur Erzeugung der Zuflußgeschwindigkeit c_o im Obergraben nöthig ist und daher durch

$$x = \frac{c_o^2}{2 g}$$

sich ausdrückt. Die über A stehende Wassersäule beträgt daher nur noch

$$O_1 A = h_o - x.$$

Die gesammte hydrostatische Druckhöhe in A ist daher durch

$$b + h_o - x = 10{,}34 + h_o - \frac{c_o^2}{2 g}$$

gegeben, unter $b = 10{,}34$ m die Wasserbarometerhöhe verstanden. Da nun die hydraulische Druckhöhe (s. Thl. I) an irgend einer Stelle wie A gleich der hydrostatischen Druckhöhe daselbst, vermindert um die Differenz der Geschwindigkeitshöhen an dieser (A) und an der Zuflußstelle (O_1) ist, so hat man unter Berücksichtigung der durch die Reibung vernichteten Druckhöhe z_o die gesuchte Pressungshöhe:

$$h_{pe} = \mathfrak{b} + h_o - x - \frac{c_e^2 - c_o^2}{2g} - z_o = \mathfrak{b} + h_o - z_o - \frac{c_e^2}{2g} \quad (22)$$

also unabhängig von der Zuflußgeschwindigkeit des Wassers im Obergraben.

Ebenso wird bei der Inbetriebsetzung der Turbine das Wasser im Untergraben U eine gewisse Geschwindigkeit c_u annehmen, und da für die freie Wasseroberfläche daselbst die hydraulische Pressung einfach gleich der atmosphärischen, der hydrostatische Druck aber gleich $h_u + h_{pa}$ ist, so findet man nach dem oben angegebenen Gesetze über die hydraulischen Pressungen und unter Berücksichtigung des Reibungsverlustes z_u aus

$$\mathfrak{b} = h_u + h_{pa} - \frac{c_u^2 - c_a^2}{2g} - z_u,$$

die gesuchte Pressungshöhe gegen die Austrittsfläche des Rades:

$$h_{pa} = \mathfrak{b} - h_u + z_u + \frac{c_u^2 - c_a^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (23)$$

Nimmt man die Abflußgeschwindigkeit des Wassers im Untergraben c_u gleich der Austrittsgeschwindigkeit c_a aus dem Rade an, so wird einfacher

$$h_{pa} = b - h_u + z_u \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (23^a)$$

Diese der Wirklichkeit meist entsprechende Annahme soll im Folgenden immer gemacht werden*).

Nunmehr kann man leicht die Gleichung aufstellen, welche dem Durchgange des Wassers durch das Rad entspricht. Das mit der relativen Geschwindigkeit $w_e = DA$ seinen Weg durch das Rad beginnende Wasser hat beim Verlassen des Rades die relative Geschwindigkeit $w_a = EF$ erlangt. Die hierzu erforderliche Beschleunigung muß (vergl. §. 104) durch die während dieser Bewegung auf das Wasser gewirkt habenden Kräfte erzeugt sein. Als eine solche Kraft ist hier zunächst die Schwerkraft anzusehen, welche auf das Wasser während seines Fallens durch die Radhöhe h_r wirkt, also für jedes Kilogramm Wasser die Arbeit h_r Meterkilogramm leistet. Dagegen hat man die Nebenhindernisse des Wassers im Rade entsprechend einer Widerstandshöhe z_r in Abzug zu bringen, so daß als wirkender Ueberschuß der Schwerkraft nur die Höhe $h_r - z_r$ verbleibt. Wenn, wie es im Allgemeinen der Fall sein wird, dieses Gefälle oder diese Arbeit $h_r - z_r$ nicht ausreicht, um die Geschwindigkeit w_e auf diejenige w_a zu erhöhen, also den

---

*) Im Obigen ist das Steigen des Unterwassers beim Inbetriebsetzen der Turbine außer Acht gelassen; wollte man dasselbe berücksichtigen und gleich y setzen, so ginge die Gleichung (23a) über in

$$h_{pa} = \mathfrak{b} - h_u + z_u + y.$$

hierzu erforderlichen Betrag $\frac{w_a^2 - w_e^2}{2g}$ nicht erreicht, so kann die Bewegung des Wassers nur dadurch erfolgen, daß die Pressung h_{pe} an der Eintrittsseite diejenige h_{pa} an der Austrittsmündung um einen solchen Betrag übersteigt, daß die Beziehung

$$h_{pe} - h_{pa} + h_r - z_r = \frac{w_a^2 - w_e^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad (24)$$

zutrifft, und diese Gleichung gilt allgemein für den Durchgang des Wassers durch das Rad bei Axialturbinen.

Setzt man hierin für h_{pe} und h_{pa} die in (22) und (23ᵃ) angegebenen Werthe ein, so erhält man unter Berücksichtigung von (15) und (20)

$$h - z - \frac{c_e^2}{2g} = \frac{w_a^2 - w_e^2}{2g},$$

oder wenn man nach (21) für $h - z$ das wirksame Gefälle h_w einführt:

$$h_w = \frac{c_e^2}{2g} + \frac{w_a^2 - w_e^2}{2g} = h_c + h_\rho \quad . \quad . \quad . \quad (25)$$

Das wirksame Gefälle h_w zerfällt hiernach in zwei Theile:

$$\frac{c_e^2}{2g} = h_c \text{ und } \frac{w_a^2 - w_e^2}{2g} = h_\rho,$$

von denen der erste Theil h_c zur Erzeugung der Eintrittsgeschwindigkeit c_e verwendet wird, während h_ρ zur Vergrößerung der relativen Geschwindigkeit des Wassers im Rade dient. Dieser letztere Theil, welcher vollständig an das Rad in Form von mechanischer Arbeit abgegeben wird, entspricht daher demjenigen Betrage des Gefälles, welches durch Reaction nutzbar gemacht wird. Von dem ersteren Theile h_c geht indessen ein Betrag für die Nutzwirkung des Rades dadurch verloren, daß dem Wasser eine gewisse zur Herausführung aus dem Rade erforderliche Geschwindigkeit verbleibt, welche bei den Axialturbinen durch $c_a = c_e \sin\alpha$ bestimmt ist, so daß nur der Rest

$$\frac{c_e^2 - c_a^2}{2g} = c_e^2 \frac{1 - \sin^2\alpha}{2g} = \frac{c_e^2 \cos^2\alpha}{2g} = h_a \quad . \quad . \quad . \quad (26)$$

für das Rad nutzbar gemacht wird. Es möge diese Gefällhöhe h_a als Actionsgefälle zum Unterschiede von dem Reactionsgefälle $h_\rho = \frac{w_a^2 - w_e^2}{2g}$ bezeichnet werden.

Hiernach hat man die von jeder Gewichtseinheit Wasser an das Rad abgegebene nutzbare Arbeit zu

$$L = \frac{c_e^2 \cos^2 \alpha}{2g} + \frac{w_a^2 - w_e^2}{2g} = h_a + h_p = h_n \quad . \quad . \quad . \quad (27)$$

wenn mit h_n das Nutzgefälle bezeichnet wird, welches in Wirklichkeit in nützliche mechanische Arbeit verwandelt worden ist.

Es bestimmt sich sonach der hydraulische Wirkungsgrad der Turbine zu

$$\eta_h = \frac{h_n}{h} = \frac{c_e^2 \cos \alpha^2 + w_a^2 - w_e^2}{c_e^2 + w_a^2 - w_e^2 + 2gz} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (28)$$

wenn unter dem hydraulischen Wirkungsgrade hier derjenige verstanden wird, welcher sich unter Vernachlässigung der Zapfenreibungen, des Luftwiderstandes 2c. ergiebt. Welchen Einfluß diese Nebenhindernisse haben, soll später besonders besprochen werden.

Wären gar keine Reibungshindernisse des Wassers vorhanden, wäre also $h_w = h$, so würde der Wirkungsgrad, wie schon früher angegeben, wegen der Abflußgeschwindigkeit $c_a = c_e \sin \alpha$, doch nicht gleich Eins sein können, man hätte vielmehr dann den ideellen Wirkungsgrad

$$\eta_i = \frac{h_n}{h_w} = \frac{c_e^2 \cos^2 \alpha + w_a^2 - w_e^2}{c_e^2 + w_a^2 - w_e^2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (29)$$

Wenn man das Verhältniß der durch Reaction oder Pressung nutzbar gemachten Gefällhöhe h_p zu der ganzen überhaupt in Nutzarbeit verwandelten Gefällhöhe h_n als das Reactionsverhältniß ε bezeichnet, so hat man nach dem Vorstehenden

$$\varepsilon = \frac{h_p}{h_n} = \frac{w_a^2 - w_e^2}{c_e^2 \cos \alpha + w_a^2 - w_e^2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (30)$$

welcher Ausdruck dazu dienen kann, für jede Turbine zu ermitteln, wie viel Procent der übertragenen Arbeit durch Pressung und wie viel durch Geschwindigkeit nutzbar gemacht sind.

Um auch für die Geschwindigkeit v des Rades einen Ausdruck zu erhalten, hat man nur nöthig, in der Gleichung (25) für c_e, w_a und w_e aus (16), (17) und (18) die Werthe durch v ausgedrückt einzuführen. Hierdurch erhält man:

$$2gh_w = c_e^2 + w_a^2 - w_e^2 = v^2 \frac{\sin^2 \beta}{\sin^2 (\beta - \alpha)}$$

$$+ v^2 \frac{\sin^2 \beta}{\sin^2 (\beta - \alpha)} \sin^2 \alpha + v^2 - v^2 \frac{\sin^2 \alpha}{\sin^2 (\beta - \alpha)}$$

$$= v^2 \left(1 + \frac{\sin^2 \beta - \sin^2 \alpha \cos^2 \beta}{\sin^2 (\beta - \alpha)}\right),$$

woraus die Radgeschwindigkeit

$$v = \sin(\beta - \alpha) \sqrt{\frac{2\,g\,h_w}{\sin^2(\beta - \alpha) + \sin^2\beta - \sin^2\alpha\cos^2\beta}} \quad . \quad . \quad (31)$$

und daher nach (16) die Eintrittsgeschwindigkeit

$$c_e = \sin\beta \sqrt{\frac{2\,g\,h_w}{\sin^2(\beta - \alpha) + \sin^2\beta - \sin^2\alpha\cos^2\beta}} \quad . \quad . \quad (32)$$

folgt.

Führt man auch in (25) für w_a^2 und w_e^2 die Werthe

$$w_a^2 = c_a^2 + v^2 = c_e^2 \sin^2\alpha + c_e^2 \frac{\sin^2(\beta - \alpha)}{\sin^2\beta}$$

und

$$w_e^2 = c_e^2 \frac{\sin^2\alpha}{\sin^2\beta}$$

ein, so erhält man die Reactionsdruckhöhe

$$h_p = \frac{w_a^2 - w_e^2}{2\,g} = \frac{c_e^2}{2\,g} \frac{\sin^2(\beta - \alpha) - \sin^2\alpha\cos^2\beta}{\sin^2\beta} \quad . \quad . \quad (33)$$

Dieser Werth wird zu Null, d. h. die Turbine arbeitet nur durch Action für

$$\sin^2(\beta - \alpha) = \sin^2\alpha\cos^2\beta$$

oder für

$$\sin\beta\cos\alpha - \cos\beta\sin\alpha = \sin\alpha\cos\beta,$$

d. h. für

$$\sin\beta\cos\alpha = 2\cos\beta\sin\alpha$$

oder für

$$\cotg\alpha = 2\cotg\beta;\ tg\,\alpha = \frac{1}{2}\,tg\,\beta \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (34)^*)$$

Nimmt man ferner $\beta = 90^0$ an, d. h. läßt man die Radschaufeln senkrecht zur Eintrittsebene beginnen, so erhält man aus (33)

$$h_p = \frac{c_e \cos^2\alpha}{2\,g},$$

und eine Vergleichung mit (26) ergiebt für diesen Fall

$$h_p = h_a,$$

d. h. ein Reactionsverhältniß $\varepsilon = 1/2$.

*) Wenn in einzelnen Theorien, z. B. auch in der Redtenbacher'schen als Kennzeichen einer reinen Druckwirkung abweichend von (34) die Bedingung gefunden wird $\alpha = 1/2\,\beta$, so rührt dies daher, daß diese Theorien nicht von der Grundbedingung des normalen Wasseraustritts ausgehen, sondern zur Vereinfachung der Rechnung die willkürliche Annahme machen, es solle $w_a = v$ sein. Der Austritt erfolgt unter dieser Voraussetzung schräg gegen die Radöffnung, also nicht in der zweckmäßigsten Art.

Auch wenn man $\alpha = 90^0$ setzen würde, d. h. wenn man den Fall einer Axialturbine ohne Leitschaufeln wie die Schraubenturbine, Fig. 299, voraussetzt, erhält man aus (33) $h_p = 0$. Für diesen Fall ergiebt sich aber auch die Nutzwirkung $h_n = 0$, wie man aus (27) erkennt. Dieser Ausdruck nimmt, wenn man darin für h_p den Werth aus Gleichung (33) einführt, eine bemerkenswerth einfache Form an, es wird nämlich damit

$$h_n = \frac{c_e^2}{2g}\,\frac{\cos^2\alpha\sin^2\beta + \sin^2(\beta-\alpha) - \sin^2\alpha\cos^2\beta}{\sin^2\beta}$$

$$= \frac{c_e^2}{2g}\,\frac{2\cos\alpha}{\sin\beta}\,(\cos\alpha\sin\beta - \sin\alpha\cos\beta) = \frac{2\,c_e\cos\alpha}{2g}\,c_e\,\frac{\sin(\beta-\alpha)}{\sin\beta}$$

$$= \frac{2\,c_e\cos\alpha\,.\,v}{2g} \quad \ldots \ldots \quad (35)$$

Dieser Werth wird mit $\alpha = 90^0$ für die Schraubenturbine gleich Null, natürlich immer vorausgesetzt, daß der Bedingung des normalen Austritts und des stoßfreien Eintritts genügt ist, was bei der Schraubenturbine nur möglich ist, wenn der Neigungswinkel der Schaufelflächen überall oder doch wenigstens beim Eintritt und beim Austritt derselbe ist. Diese Gründe rechtfertigen das in §. 113 über die Unzweckmäßigkeit der Schraubenturbine Gesagte, welche Turbine, wenn wirksam, nur durch den Stoß des Wassers betrieben werden kann.

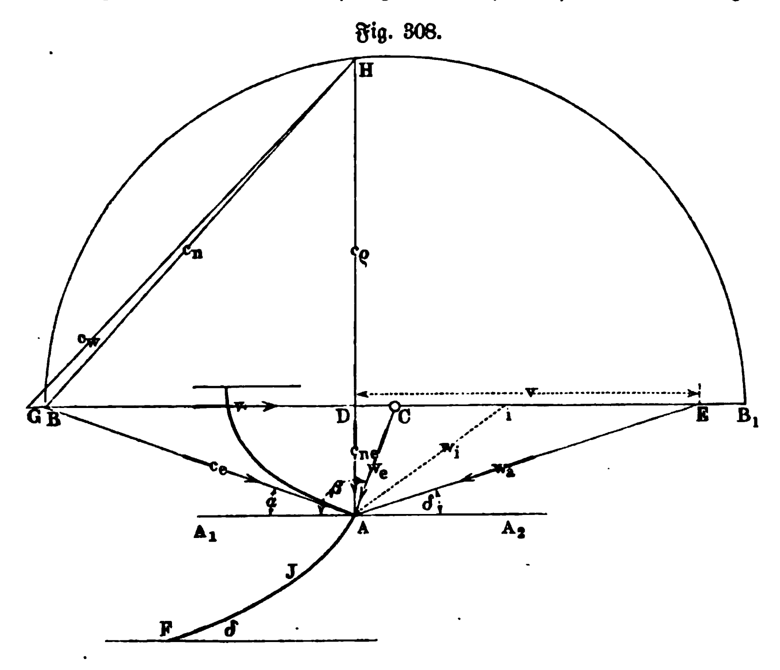
§. 118. **Graphische Ermittelung.** Man kann sich von der Wirkungsweise des Wassers in den Turbinen ein recht deutliches Bild durch eine leicht auszuführende graphische Darstellung verschaffen, durch welche nicht nur die Vorgänge anschaulicher werden, als durch die vorstehend ausgeführte Rechnung, sondern welche auch diese Rechnung ganz zu ersetzen im Stande ist. In der Statik haben die graphischen Ermittelungsmethoden neben den rechnerischen bekanntlich eine weite Verbreitung erlangt und dieselben sind in der ersten Abtheilung dieses Theiles eingehend berücksichtigt. Für die Dynamik*) und insbesondere für die Hydraulik hat man, so viel bekannt geworden, diese Methoden noch nicht in nennenswerther Weise verwendet, insbesondere haben alle bisher bekannt gewordenen Turbinentheorien den Weg der Rechnung befolgt und die graphische Methode verschmäht. Diese letztere gestattet nun aber gerade für die Turbinen, durch die Verzeichnung eines einfachen Diagramms, des Geschwindigkeitspolygons, einen ebenso anschaulichen Einblick in die Geschwindigkeitsverhältnisse etc. zu erlangen, wie ihn in der Statik das so fruchtbar zu verwendende Kräftepolygon in Hinsicht auf die Kräfte gewährt. Eine derartige zeichnerische Fest-

*) Hier möge die Schrift von Pröll angeführt werden: „Versuch einer graphischen Dynamik."

stellung der Verhältnisse dürfte gerade für die Turbinen besonders empfehlenswerth sein, da hier der ausführende Ingenieur bei der Bestimmung der geeigneten Schaufelform, des absoluten Wasserweges ꝛc. doch immer genaue Zeichnungen entwerfen muß.

Es sei zur Verzeichnung des Geschwindigkeitspolygons für eine Axialturbine $A_1 A A_2$, Fig. 308, die Richtung, in welcher der Anfangspunkt A der Schaufel sich bewegt, und es treffe daselbst das Wasser mit einer Geschwindigkeit c_e ein, deren Richtung und Größe nach einem beliebigen

Fig. 308.



Maßstabe durch die Strecke BA dargestellt sein möge. Hat das erste Schaufelelement die Richtung AC, und zieht man durch B eine Gerade BE parallel zur Radbewegung $A_1 A_2$, so ist nach dem Vorstehenden ohne weitere Erklärung ersichtlich, daß nach dem für die Geschwindigkeiten gewählten Maßstabe $BC = v$ die Radumfangsgeschwindigkeit und $CA = w_e$ die relative Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers vorstellt. Auch findet man, daß die nach der Richtung der Radaxe genommene Componente c_{ne} der Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser normal zu der Radebene eintritt, durch DA gegeben ist, wenn HDA senkrecht zu $A_1 A_2$ gezogen wird. Da, abgesehen von der Dicke der Schaufeln, welche auch hier zunächst vernachlässigt werden soll, der zur Axe senkrechte Querschnitt des cylindrischen Rades

überall derselbe ist, so muß auch diese axiale Geschwindigkeit überall den gleichen Betrag DA haben, es ist also auch die normale Austrittsgeschwindigkeit an der unteren Fläche bei F durch $c_{na} = DA$ gegeben. Hieraus folgt nun sogleich, daß die relative Austrittsgeschwindigkeit w_a erhalten wird, wenn man die Strecke $BC = v$ von D aus als DE anträgt und E mit A verbindet. Man erhält dann in EA die Größe und Richtung der relativen Austrittsgeschwindigkeit w_a und in $EAA_2 = \delta$ den Winkel, unter welchem das letzte Schaufelelement in F gegen den Radumfang zu neigen ist. Es bedarf kaum der Bemerkung, daß die relative Geschwindigkeit w_i in irgend einem Punkte J der Schaufel in der Strecke $iA = w_i$ erhalten wird, welche parallel zu der Tangente der Schaufel in J gezeichnet wird.

Aus der Figur ersieht man ferner, daß das in das Rad eintretende Wasser seine relative Geschwindigkeit von der Größe $w_e = CA$ allmälig auf die Größe $w_a = EA$ erhöht. Hierzu ist eine Reactionswirkung erforderlich, entsprechend einer Gefällhöhe

$$h_\rho = \frac{w_a^2 - w_e^2}{2g} = \frac{1}{2g}(EA^2 - CA^2) = \frac{1}{2g}(ED^2 - CD^2).$$

Dieser letztere Werth

$$ED^2 - CD^2 = (ED + CD)(ED - CD) = (v + CD)(v - CD)$$

ist nun leicht construirt. Zu dem Ende beschreibt man um C durch B, also mit dem Halbmesser $CB = v$ einen Halbkreis, welcher auf der Verticallinie durch A die Strecke DH abschneidet, für welche nach einer bekannten Eigenschaft des Kreises

$$DH^2 = DB.DB_1 = (v - CD)(v + CD) = w_a^2 - w_e^2 = 2gh_\rho$$

ist. Man hat daher $DH = \sqrt{2gh_\rho}$, d. h. die Strecke DH stellt nach dem für die Geschwindigkeiten gewählten Maßstabe diejenige Geschwindigkeit vor, welche zu dem Reactionsgefälle h_ρ gehört. Es möge diese Geschwindigkeit der Kürze wegen schlechtweg als die Reactionsgeschwindigkeit c_ρ bezeichnet werden.

Die ganze Wirkungsfähigkeit des bei A in das Rad tretenden Wassers setzt sich nun zusammen aus der Geschwindigkeitshöhe $h_c = \frac{c_e}{2g} = \frac{BA^2}{2g}$ und dem Reactionsgefälle $h_\rho = \frac{c_\rho^2}{2g} = \frac{HD^2}{2g}$. Wenn man daher $DG = AB = c_e$ anträgt, so erhält man in

$$HG = \sqrt{c_e^2 + c_\rho^2} = \sqrt{2g(h_c + h_\rho)} = \sqrt{2g\,h_w} = c_w$$

diejenige Geschwindigkeit, welche dem wirksamen Gefälle h_w (nach Abzug

der Reibungsverluste z vom ganzen Gefälle h) entspricht, und welche etwa als die **wirksame Geschwindigkeit** c_w bezeichnet werden kann.

Endlich wird als nutzbare Leistung auf das Rad außer dem Reactionsgefälle h_ρ von der Geschwindigkeit $c_e = BA$ nur diejenige lebendige Kraft übertragen, welche der horizontalen Componente BD entspricht, während die Componente $DA = c_{ne} = c_{na}$ dem Rade entzogen wird. Hieraus folgt also weiter, daß die gerade Verbindungslinie

$$HB = \sqrt{BD^2 + HD^2} = \sqrt{c_e^2 \cos^2\alpha + c_\rho^2} = \sqrt{2gh_n} = c_n$$

die dem nutzbar gemachten Gefälle $h_n = \frac{c_e^2 \cos^2\alpha}{2g} + h_\rho$ zugehörige Geschwindigkeit c_n darstellt, welche kurzweg als **nutzbare Geschwindigkeit** bezeichnet werden möge.

Das in Fig. 308 gezeichnete Geschwindigkeitspolygon giebt sonach über alle Verhältnisse der Axialturbinen ohne Weiteres Auskunft, und man kann auch leicht die im vorigen Paragraphen auf dem Wege der Rechnung gefundenen Formeln direct aus der Figur ablesen. So folgen z. B. die Gleichungen (16) und (17), (19) und (26) aus dem Dreiecke BAC und diejenige (18) aus dem Dreiecke EAD. Ebenso findet man (25) aus dem Dreiecke GDH, sowie (27) und (35) aus demjenigen BDH. Auch die Gleichungen (31) und (32) findet man leicht aus der Figur, aus welcher

$$GH^2 = c_w^2 = BA^2 + DH^2 = c_e^2 + v^2 - w_e^2 \cos^2\beta$$
$$= v^2 \frac{\sin^2\beta}{\sin^2(\beta-\alpha)} + v^2 - v^2 \frac{\sin^2\alpha}{\sin^2(\beta-\alpha)} \cos^2\beta$$
$$= v^2 \frac{\sin^2(\beta-\alpha) + \sin^2\beta - \sin^2\alpha \cos^2\beta}{\sin^2(\beta-\alpha)}$$

folgt u. s. w.

Auch auf alle sonstigen Fragen giebt die Figur Antwort. Läßt man z. B. das erste Schaufelelement senkrecht zum Radumfange beginnen, nimmt also $\beta = 90^0$, so rückt der Punkt C nach D, Fig. 309 (a. f. S.), und man erhält

$$c_\rho = DH = BD = h_a,$$

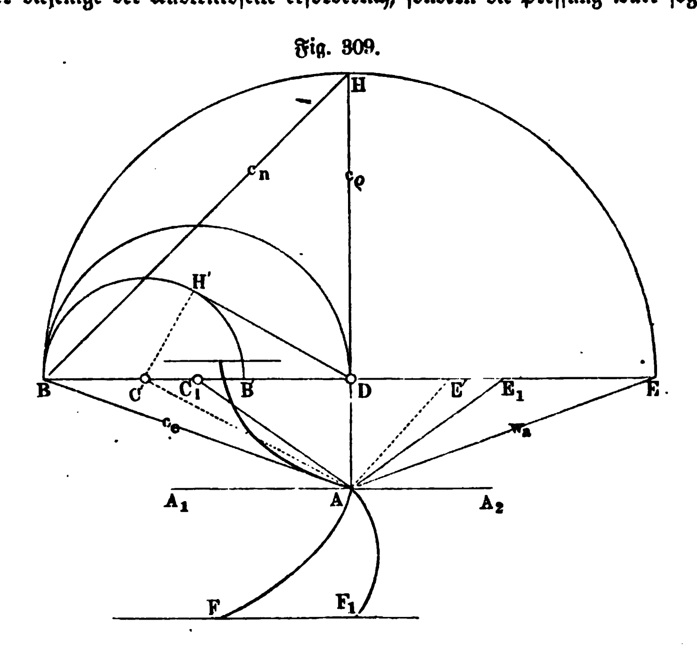
also das **Reactionsverhältniß**

$$E = \frac{c_\rho^2}{c_n^2} = \frac{1}{2}.$$

Dieses Verhältniß wird zu Null mit DH, also wenn der betreffende Kreis durch D hindurchgeht, d. h. wenn der Punkt C_1 in die Mitte zwischen B und D fällt, oder wenn die Gleichung (34) $cotg\,\alpha = 2\,cotg\,\beta$ erfüllt ist. Die Richtungen BA, C_1A und E_1A entsprechen also einer **reinen**

Druckturbine. Wollte man BC noch kleiner als $\frac{1}{2} BD$ annehmen, also die Richtungen BA, $C'A$ und $E'A$ für die Schaufelenden zu Grunde legen, so würde die Eintrittsgeschwindigkeit $w_e = C'A$ größer als die relative Austrittsgeschwindigkeit $w_a = E'A$ ausfallen, die Reactionsdruckhöhe $\frac{w_a^2 - w_e^2}{2g} = h_\rho$ fiele dann negativ aus, d. h. es wäre für diesen Fall an der Eintrittsseite des Rades nicht nur kein Ueberdruck der Pressung über diejenige der Austrittsseite erforderlich, sondern die Pressung wäre sogar

Fig. 309.



an der Eintrittsseite um die Höhe h_ρ kleiner als an der Austrittsseite. Es würde daher eine *saugende* Wirkung auf das Wasser beim Eintritte ausgeübt werden, ein Zustand, welcher für Turbinen nicht eintreten darf, wohl aber für *Centrifugalpumpen* Bedeutung hat. Man erhält übrigens, wie man aus der Figur sogleich erkennt, für diesen Fall die Größe der (negativen) Reactionsdruckhöhe vermittelst der Tangente DH' von D an den um C' mit $C'B = v'$ beschriebenen Kreis, da nach einer bekannten Eigenschaft des Kreises

$$DH'^2 = DB.B'D = (C'D + v')(C'D - v') = C'D^2 - E'D^2 = C'A^2 - E'A^2$$

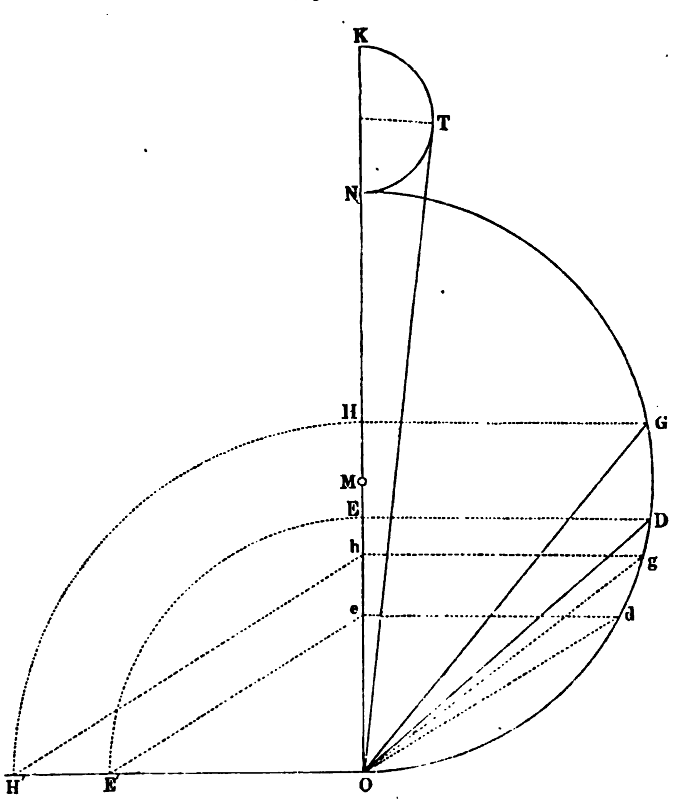
ist.

Das in Fig. 308 gezeichnete Diagramm ist nach einem ganz beliebigen Maßstabe gezeichnet, dasselbe gilt daher auch für alle beliebigen Geschwindigkeiten, also auch für alle möglichen Gefälle, vorausgesetzt natürlich, daß die bestimmenden Elemente der betrachteten Turbine, d. h. die Winkel α, β und δ dieselben bleiben. Die einzelnen Strecken des Geschwindigkeitspolygons geben sonach in ihren Längen die verhältnißmäßigen Geschwindigkeiten an. Wenn man daher für ein bestimmt vorliegendes wirksames Gefälle $h_w = h - z$ die wirklichen Geschwindigkeiten bestimmen will, so hat man nur einen solchen Maßstab für die Geschwindigkeiten zu Grunde zu legen, nach welchem die aus dem Diagramm zu entnehmende Strecke $GH = c_w = \sqrt{2gh_w}$ ist. Nach diesem Maßstabe ergeben dann alle einzelnen Strecken des Geschwindigkeitspolygons die Geschwindigkeit c, w und v. Die Bestimmung des zugehörigen Maßstabes wird hiernach keine Schwierigkeiten machen, und man wird auch das zu irgend einer Geschwindigkeit, z. B. $c_p = DH$ gehörige Gefälle h_p leicht durch Rechnung gleich $\frac{c_p^2}{2g}$ ermitteln oder aus den bekannten Geschwindigkeitstabellen entnehmen können. Man kann indessen auch diese Rechnung sowie den Gebrauch von besonderen Tabellen vermeiden und den richtigen Maßstab ohne Mühe feststellen, wenn man auch hier in folgender Weise eine zeichnerische Methode anwendet.

Zeichnet man nämlich nach einem beliebigen, nur der Größe der Zeichnung entsprechend zu wählenden Maßstabe in Fig. 310 (a. f. S.) einen Halbkreis $MODN$, dessen Halbmesser MO nach dem gewählten Maßstabe gleich der Beschleunigung der Schwere $g = 9{,}81$ m gemacht ist, so giebt irgend eine vom Scheitel O eingetragene Sehne wie Of in ihrer Projection Oh auf den Durchmesser ON den Werth $\frac{Of^2}{2g}$. Wenn daher Of als eine Geschwindigkeit angesehen wird, so stellt Oh die zugehörige Gefällhöhe vor und es kann daher die Zeichnung, Fig. 310, als ein Gefällmaßstab bezeichnet werden. Gesetzt nun, man trüge die aus dem Polygon, Fig. 308, entnommene Strecke $c_w = GH$ als Og in den Gefällmaßstab ein, und es stimmte die Projection Oh zufällig gerade mit dem gegebenen Gefälle h_w überein, so würden sämmtliche Strecken des Geschwindigkeitspolygons nach diesem Gefällmaßstabe direct die betreffenden Geschwindigkeiten und zugehörigen Gefälle ergeben. Da nun diese Uebereinstimmung der Ordinate Oh mit h_w im Allgemeinen nicht stattfinden wird, so hat man nur die Gefälle in dem Verhältnisse $\frac{Oh}{h_w}$ und die Geschwindigkeiten in dem Verhältniß $\sqrt{\frac{Oh}{h_w}}$ zu reduciren, was im Gefällmaßstabe in folgender Weise geschehen

kann. Trägt man das gegebene wirksame Gefälle $h_w = OH$ auf, so ist $OG = c_w$ die wirksame Geschwindigkeit. Um nun irgend eine andere, z. B. die Reactionsgeschwindigkeit c_ρ zu finden, für welche das Geschwindigkeitspolygon, Fig. 308, die Strecke DH liefert, trägt man diese Strecke als Sehne Od im Gefällmaßstabe ein, macht $OH' = OH = h_w$ und zieht durch e mit der Verbindungsline hH' eine Parallele eE', welche in OE'

Fig. 310.



das Reactionsgefälle h_ρ und in $OD = c_\rho$ die zugehörige Reactionsgeschwindigkeit ergiebt, sobald man $OE = OE' = h_\rho$ einträgt. In derselben Weise kann man jede andere Geschwindigkeit, z. B. diejenige v des Radumfanges leicht finden. Wenn hierbei das Gefälle h_w größer als $2g = 19{,}62$ m, etwa gleich OK ausfällt, so ändert sich die Construction nur in der Art, daß man über NK einen Halbkreis beschreibt, dessen von O

aus gezogene Tangente OT dann die zugehörige Geschwindigkeit c_w ergiebt, denn man hat bekanntlich für diesen Kreis:

$$OT^2 = ON.OK = 2gh_w.$$

Wenn man den Gefällmaßstab, Fig. 310, nicht zu klein wählt, so findet man auf diese Weise alle gesuchten Elemente mit einer für die Ausführung genügenden Genauigkeit. Es wird dazu schon ein Maßstab der Zeichnung genügen, bei welcher das größte Gefälle h_w in der Zeichnung etwa eine Länge von 0,1 bis 0,2 m erhält, d. h. also, man wird bei Gefällen von 1 bis 2 m etwa einen Maßstab von $^1/_5$ bis $^1/_{10}$ und bei Gefällen von 20 m einen solchen von etwa $^1/_{100}$ annehmen können. Es leuchtet auch ein, daß man für kleinere Gefälle nicht den vollen Halbkreis ODN zu zeichnen nöthig hat, vielmehr von diesem Kreise nur den zur Verwendung kommenden Bogen aufzutragen braucht, natürlich mit einem Halbmesser MO, welcher nach dem zu Grunde gelegten Maßstabe die Beschleunigung der Schwere $g = 9{,}81$ m darstellt.

Die vorstehend gefundene Eigenthümlichkeit der Turbinen, vermöge deren bei einer bestimmten Construction, d. h. bei bestimmter Größe der Winkel α und β, also auch δ je zwei Geschwindigkeiten c, v oder w zu einander immer in demselben Verhältnisse stehen, wie groß auch das wirksame Gefälle h_w sein mag, gestattet eine einfache Berechnung der Turbinen, indem man für die vorliegende Construction die Verhältnißzahlen der einzelnen Geschwindigkeiten feststellt. Man gelangt hierzu durch sehr einfache Formeln, wenn man von einer normalen Eintrittsgeschwindigkeit c_{ne} des Wassers in die Radöffnung gleich der Einheit (1 m) ausgeht. Für diese Annahme erhält man nach der Fig. 308 unmittelbar die einzelnen Geschwindigkeiten, für welche die oben gewählte Bezeichnung jedoch mit Verwendung deutscher Lettern beibehalten werden soll. Die Fig. 308 giebt für $DA = \mathfrak{c}_{ne} = 1$:

$$\mathfrak{c}_e = BA = \frac{1}{\sin\alpha} \quad \ldots \ldots \quad (36)$$

$$\mathfrak{w}_e = CA = \frac{1}{\sin\beta} \quad \ldots \ldots \quad (37)$$

$$\mathfrak{v} = BC = cotg\,\alpha - cotg\,\beta \quad \ldots \ldots \quad (38)$$

$$\mathfrak{w}_a = EA = \sqrt{1 + (cotg\,\alpha - cotg\,\beta)^2} \quad \ldots \quad (39)$$

$$cotg\,\delta = cotg\,\alpha - cotg\,\beta = \mathfrak{v} \quad \ldots \ldots \quad (40)$$

$$\mathfrak{c}_\rho = HD = \sqrt{(cotg\,\alpha - cotg\,\beta)^2 - cotg^2\,\beta}$$

$$= \sqrt{cotg\,\alpha\,(cotg\,\alpha - 2\,cotg\,\beta)} \quad \ldots \quad (41)$$

$$\mathfrak{c}_n = HB = \sqrt{2\,cotg\,\alpha\,(cotg\,\alpha - cotg\,\beta)} \quad \ldots \quad (42)$$

$$\mathfrak{c}_w = HG = \sqrt{1 + 2\,cotg\,\alpha\,(cotg\,\alpha - cotg\,\beta)} \quad . \quad (43)$$

Vermittelst dieser Formeln kann man für jede Turbine, für welche die bestimmenden Elemente α und β gegeben sind oder angenommen werden, die Verhältnißzahlen der Geschwindigkeiten bestimmen, und man erhält für ein bestimmtes wirksames Gefälle h_w die thatsächlichen Geschwindigkeiten c, v und w einfach durch Multiplication jener Verhältnißzahlen aus (36) bis (43) mit dem Werthe $\frac{\sqrt{2 g h_w}}{\mathfrak{c}_w} = \frac{c_w}{\mathfrak{c}_w}$. Diese Rechnung soll weiter unten an einem Beispiele näher erläutert werden.

§. 119. **Theorie der Radialturbinen.** In ganz ähnlicher Weise sind nun auch die Verhältnisse der Radialturbinen zu untersuchen. Es mögen im Allgemeinen die für Axialturbinen zu Grunde gelegten Bedeutungen von h, c, w, r und v beibehalten werden, und es ist hierüber nur das Folgende zu bemerken. Da hier die mittlere Radebene horizontal gelegt vorausgesetzt wird, so ist $h_r = 0$ anzunehmen und man hat daher hier das ganze Gefälle

$$h = h_o + h_u \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (44)$$

wenn h_o und h_u von der mittleren Radebene bis zum Ober- und bezw. Unterwasserspiegel gemessen werden.

In der Regel arbeiten die inneren (Fourneyron'schen) Turbinen nicht mit einer Unterwassersäule, indem man dieselben entweder ganz im Unterwasser gehen läßt, für welchen Fall $h = h_o - h_u$ wird, oder indem man sie frei über dem Unterwasser ausgießen läßt, wofür man unter dem Gefälle h die Höhe vom Oberwasserspiegel bis zur mittleren Radebene annehmen kann. Die äußeren Radialturbinen (Francis'schen) dagegen läßt man öfter mit einem Sauggefälle arbeiten, und es soll daher der Allgemeinheit wegen ein solches vorausgesetzt werden. Mit $h_r = 0$ fällt natürlich auch die Wirkung der Schwerkraft auf das Wasser bei seinem Durchgange durch das Rad weg.

Da hier der Halbmesser des Radumfanges, an welchem der Wassereintritt erfolgt, r_e eine andere Größe hat, als der Austrittshalbmesser r_a, so sind natürlich auch die Umfangsgeschwindigkeiten v_e und v_a dieser Stellen in demselben Verhältnisse verschieden, und man hat

$$\frac{v_e}{v_a} = \frac{r_e}{r_a} = \nu \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (45)$$

wenn mit ν das Halbmesserverhältniß $\frac{r_e}{r_a}$ bezeichnet wird.

Setzt man ferner für die folgenden Untersuchungen parallele Radkränze voraus, ist also die lichte Weite der Eintrittsöffnung gleich derjenigen der Austrittsmündung, so sind die normal zu diesen Flächen genommenen oder

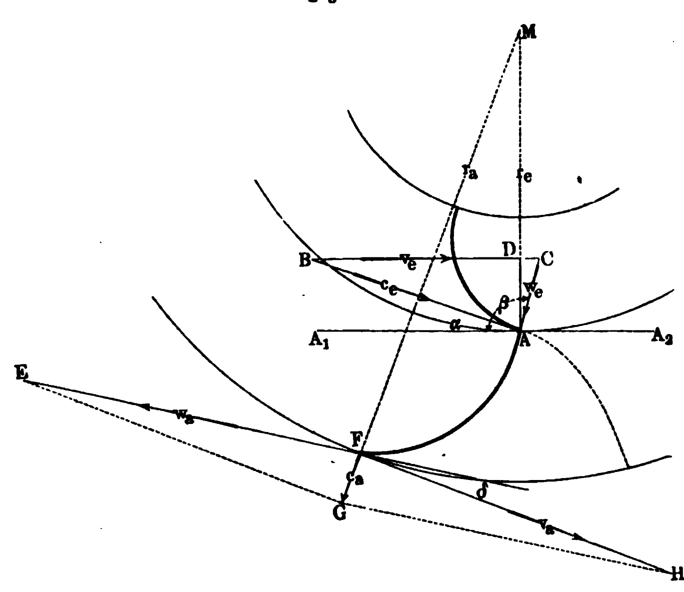
radialen Geschwindigkeitscomponenten beim Eintritte c_{ne} und beim Austritte c_{na} im umgekehrten Verhältnisse der Halbmesser stehend, d. h. man hat

$$r_e c_{ne} = r_a c_{na} \quad \quad (46)$$

Hierbei ist wieder stillschweigend eine verschwindende Dicke der Schaufelbleche vorausgesetzt, indem der Einfluß der wirklichen Schaufelstärken später besonders untersucht werden soll.

Unter Beibehaltung der Bezeichnungen α für die Neigung des letzten Leitschaufelelementes, β für die des ersten und δ für die des letzten Rad-

Fig. 311.



schaufelelementes gegen den betreffenden Umfang gilt nun offenbar nach den Fig. 311 und 312 (a. f. S.) die Gleichung

$$DA = c_{ne} = c_e \sin \alpha \quad \quad (47)$$

und da wegen der Bedingung des normalen Austritts $c_a = c_{na}$ zu setzen ist, so folgt die absolute Austrittsgeschwindigkeit

$$FG = c_a = \frac{r_e}{r_a} c_e \sin \alpha = \nu c_e \sin \alpha \quad \quad (48)$$

Die Bedingung des stoßfreien Eintritts gilt für die Radialturbinen ebenso wie für die Axialturbinen und man hat daher hier die entsprechenden Bedingungsgleichungen:

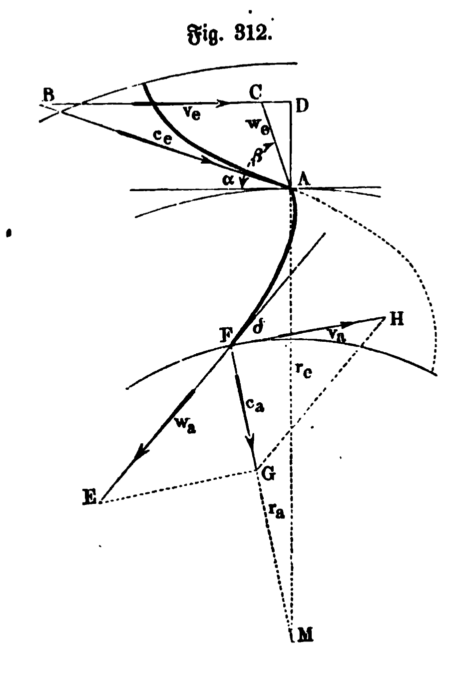
$$c_e = v_e \frac{\sin \beta}{\sin (\beta - \alpha)} = w_e \frac{\sin \beta}{\sin \alpha} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (16)$$

$$w_e = v_e \frac{\sin \alpha}{\sin (\beta - \alpha)} = c_e \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (17)$$

und wegen des normalen Austritts mit Rücksicht auf (45) und (48)

$$w^2 = c_a^2 + v_a^2 = \nu^2 c_e^2 \sin^2 \alpha + \frac{1}{\nu^2} v_e^2 \quad . \quad . \quad . \quad (49)$$

Fig. 312.



Für die Pressungshöhen h_{pe} beim Eintritte in das Rad und h_{pa} beim Austritte aus demselben gelten genau die in §. 117 gemachten Bemerkungen, und man hat daher hier wie dort:

$$h_{pe} = \mathfrak{b} + h_o - z_o - \frac{c_e^2}{2\,g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (22)$$

und

$$h_{pa} = \mathfrak{b} - h_u + z_u + \frac{c_u^2 - c_a^2}{29} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (23)$$

beziehungsweise

$$h_{pa} = \mathfrak{b} - h_u + z_u \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (23^a)$$

wenn wieder vorausgesetzt wird, daß die Geschwindigkeit c_u im Untergraben mit der absoluten Austrittsgeschwindigkeit c_a aus dem Rade übereinstimmt.

Auf das durch das Rad gehende Wasser wirkt nun außer der Ueberdruckhöhe $h_{pe} - h_{pa}$, um welche die Pressung im Eintrittsquerschnitte oder Spalte diejenige an der Austrittsöffnung überwiegt, und außer der Reibung an den Schaufeln (z_r) hier noch die Centrifugalbeschleunigung, welche in Folge der Drehung des Rades hervorgerufen wird. Diese radial nach außen auf das Wasser wirkende Centrifugalkraft ist zwar auch bei den Axialturbinen vorhanden; da hier aber der im Sinne dieser Kraft von einem Wassertheilchen zurückgelegte Weg wegen der constanten Axenentfernung gleich Null ist, so verrichtet die Centrifugalkraft keine mechanische Arbeit und konnte vernachlässigt werden. Bei den Radialturbinen dagegen verändert sich der Axenabstand eines Wassertheilchens während des Durchganges durch das Rad von der Größe r_e auf diejenige r_a und daher verrichtet die Centrifugalkraft auf diesem in ihrer Richtung durch $r_a - r_e$ gemessenen Wege eine bestimmte mechanische Arbeit, welche, da die Fliehkraft nach auswärts wirkt, die relative Bewegung des Wassers beschleunigt, sobald das Wasser sich von innen nach außen bewegt (Fourneyron), dagegen die Bewegung verzögert, wenn das Wasser durch das Rad von außen nach innen passirt. In Thl. I, Abschn. V, Cap. 3 wurde der Betrag an mechanischer Arbeit, welcher hierbei der Wirkung der Centrifugalkraft entspricht, für jede Gewichtseinheit des sich bewegenden Körpers, also hier des Wassers, zu

$$C = \frac{v_a^2 - v_e^2}{2g}$$

ermittelt. Mit Rücksicht hierauf kann man nun die Gleichung (24) des §. 117, welche dem Durchgange des Wassers durch das Rad entspricht, auch für die Radialturbinen direct anwenden, sobald man nur anstatt der dort auftretenden Arbeit der Schwere h_r hier obigen Werth für die Arbeit der Centrifugalkraft C einführt, denn es lassen sich hier genau dieselben Betrachtungen über die Veränderung der relativen Geschwindigkeit während dieses Durchganges anstellen wie dort. Man erhält daher hier:

$$h_{pe} - h_{pa} + \frac{v_a^2 - v_e^2}{2g} - z_r = \frac{w_a^2 - w_e^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad (50)$$

welche Gleichung allgemein für den Durchgang des Wassers durch das Rad bei allen Radialturbinen gilt.

Führt man für h_{pe} und h_{pa} die Werthe aus (22) und (23[a]) ein, und setzt wieder

$$h_0 + h_u - (z_0 + z_u + z_r) = h - z = h_w,$$

so folgt

$$h_w = \frac{c_e^2}{2g} + \frac{w_a^2 - w_e^2}{2g} - \frac{v_a^2 - v_e^2}{2g} = h_c + h_\rho \quad . \quad . \quad (51)$$

wenn wieder mit $h_c = \frac{c_e^2}{2g}$ die zur Erzeugung der Eintrittsgeschwindigkeit c_e erforderliche Gefällhöhe und mit $h_\rho = \frac{w_a^2 - w_e^2}{2g} - \frac{v_a^2 - v_e^2}{2g}$ die Reactionsdruckhöhe bezeichnet wird, welche erforderlich ist, um die relative Geschwindigkeit w_e auf diejenige w_a zu bringen. Diese Gefällhöhe h_ρ bestimmt sich durch Einführung der Werthe für v und w aus (16), (17) und (49) zu:

$$h_\rho = \frac{1}{2g}\left[\nu^2 c_e^2 \sin^2\alpha + \frac{1}{\nu^2} c_e^2 \frac{\sin^2(\beta-\alpha)}{\sin^2\beta} - c_e^2 \frac{\sin^2\alpha}{\sin^2\beta}\right.$$
$$\left. - \frac{1}{\nu^2} c_e^2 \frac{\sin^2(\beta-\alpha)}{\sin^2\beta} + c_e^2 \frac{\sin^2(\beta-\alpha)}{\sin^2\beta}\right]$$
$$= \frac{c_e^2}{2g} \frac{\sin^2(\beta-\alpha) - \sin^2\alpha + \nu^2 \sin^2\alpha \sin^2\beta}{\sin^2\beta} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (52)$$

Man erhält daher eine reine Druckturbine für $h_\rho = 0$, wenn

$$\sin^2(\beta-\alpha) = \sin^2\alpha\,(1 - \nu^2 \sin^2\beta)$$

ist, d. h. für

$$\sin^2\beta \cos^2\alpha - 2 \sin\beta \cos\alpha \cos\beta \sin\alpha + \cos^2\beta \sin^2\alpha$$
$$= \sin^2\alpha - \nu^2 \sin^2\alpha \sin^2\beta$$

oder

$$\sin^2\beta\,(\cos^2\alpha - \sin^2\alpha) = \sin\beta \cos\beta . \sin 2\alpha - \nu^2 \sin^2\alpha \sin^2\beta,$$

woraus, da $\cos^2\alpha - \sin^2\alpha = \cos 2\alpha$ ist,

$$\cos 2\alpha + \nu^2 \sin^2\alpha = \sin 2\alpha \operatorname{cotg}\beta \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (53)$$

als Bedingung für reine Actionswirkung folgt.

Ferner erhält man für die wirksame Gefällhöhe $h_w = h_c + h_\rho$ die Beziehung

$$h_w = \frac{c_e^2}{2g} + \frac{c_e^2}{2g} \frac{\sin^2(\beta-\alpha) - \sin^2\alpha + \nu^2 \sin^2\alpha \sin^2\beta}{\sin^2\beta}$$
$$= \frac{c_e^2}{2g} \frac{\sin^2(\beta-\alpha) - \sin^2\alpha + (1 + \nu^2 \sin^2\alpha) \sin^2\beta}{\sin^2\beta} \quad (54)$$

woraus

$$c_e = \sin\beta \sqrt{\frac{2gh_w}{\sin^2(\beta-\alpha) - \sin^2\alpha + (1 + \nu^2 \sin^2\alpha) \sin^2\beta}} \quad (55)$$

und

$$v_e = \sin(\beta-\alpha) \sqrt{\frac{2gh_w}{\sin^2(\beta-\alpha) - \sin^2\alpha + (1 + \nu^2 \sin^2\alpha) \sin^2\beta}} \quad (56)$$

folgt. In gleicher Weise hat man für die nutzbare Gefällhöhe, da hier von dem Wasser die lebendige Kraft

$$\frac{r_e^2}{r_a^2} c_e^2 sin^2 \alpha = \nu^2 c_e^2 sin^2 \alpha$$

aus dem Rade mitgeführt wird:

$$h_n = h_w - \nu^2 \frac{c_e^2}{2g} sin^2 \alpha = \frac{c_e^2}{2g} \frac{sin^2(\beta - \alpha) - sin^2 \alpha + sin^2 \beta + \nu^2 sin^2 \alpha \, sin^2 \beta - \nu^2 sin^2 \alpha \, sin^2 \beta}{sin^2 \beta}$$

$$= \frac{c_e^2}{2g} \frac{sin^2 \beta \, cos^2 \alpha - 2 \, sin \beta \, cos \alpha \, cos \beta \, sin \alpha + cos^2 \beta \, sin^2 \alpha - sin^2 \alpha + sin^2 \beta}{sin^2 \beta}$$

$$= \frac{2 c_e^2 \, cos \alpha}{2g} \frac{sin (\beta - \alpha)}{sin \beta} - \frac{c_e \, cos \, \alpha \, . v_e}{g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (35)$$

welche Gleichung mit der gleichbezeichneten in §. 117 für Axialturbinen entwickelten übereinstimmt. Die Größe des Nutzgefälles und daher auch der Wirkungsgrad

$$\eta_h = \frac{h_n}{h}$$

ist somit von dem Verhältniß der Halbmesser ganz unabhängig und durch dieselbe Formel ausgedrückt, welche für Axialturbinen gefunden wurde.

Mit $\nu = \frac{r_e}{r_a} = 1$ und $h_r = 0$ gehen die vorstehend für Radialturbinen ermittelten Ausdrücke selbstverständlich in die entsprechenden im §. 117 für Axialturbinen gefundenen über.

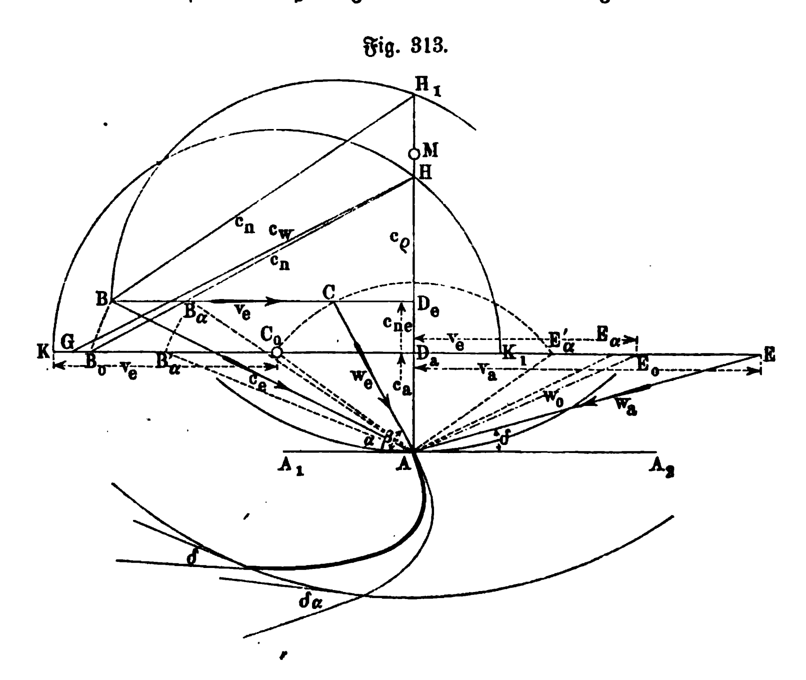
Graphische Ermittelung. Auch für Radialturbinen lassen sich die Verhältnisse in einfacher Weise durch Verzeichnung des Geschwindigkeitspolygons zur Darstellung bringen. Es seien zu dem Ende in Fig. 313 (a. f. S.) und 314 (S. 397) diese Polygone für eine innere und bezw. für eine äußere Radialturbine gezeichnet. In beiden Figuren stelle BA nach einem beliebigen Maßstabe die Eintrittsgeschwindigkeit c_e vor, mit welcher das Wasser unter dem Winkel α gegen den Eintrittsumfang vom Halbmesser r_e trifft, während CA die unter dem Winkel β gegen diesen Radumfang geneigte Richtung des ersten Radschaufelelementes sein möge. Zieht man wieder durch B eine Parallele BD_e zum Radumfange $A_1 A$, so erhält man in $BC = v_e$ die Umfangsgeschwindigkeit des Rades an der Eintrittsstelle und in $CA = w_e$ die relative Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser seine Bewegung längs der Schaufel beginnt. Ebenso ist die auf dem Radius MA abgeschnittene Strecke $D_e A = c_{ne}$ die normal zur Eintrittsöffnung gerichtete Componente, mit welcher das Wasser das Rad in radialer Richtung zu durchströmen anfängt. Diese radiale Componente bleibt hier nicht constant, wie bei den §. 120.

Axialturbinen, dieselbe verändert sich vielmehr in dem umgekehrten Verhältnisse der cylindrischen Querschnitte des Rades, so daß sie beim Austritte aus dem Rade den Betrag

$$c_{na} = \frac{r_e}{r_a} c_{ne} = \nu c_{ne}$$

hat, wenn die Kränze des Rades zu einander parallel, also die lichten Weiten überall von derselben Größe angenommen werden. Wegen des normalen

Fig. 313.



Austritts muß diese Geschwindigkeit c_{na} übereinstimmen mit der absoluten Austrittsgeschwindigkeit c_a des Wassers, so daß man also

$$c_a = \nu c_{ne} = \frac{r_e}{r_a} D_e A$$

hat. Trägt man diese leicht abzugreifende oder zu construirende Geschwindigkeit als $D_a A = c_a$ ab, so erhält man hierin die radiale Componente der relativen Austrittsgeschwindigkeit w_a, deren tangentiale Componente wegen des normalen Austritts gleich der Radgeschwindigkeit am Austrittsumfange

$$v_a = \frac{r_a}{r_e} v_e = \frac{1}{\nu} v_e = \frac{r_a}{r_e} BC$$

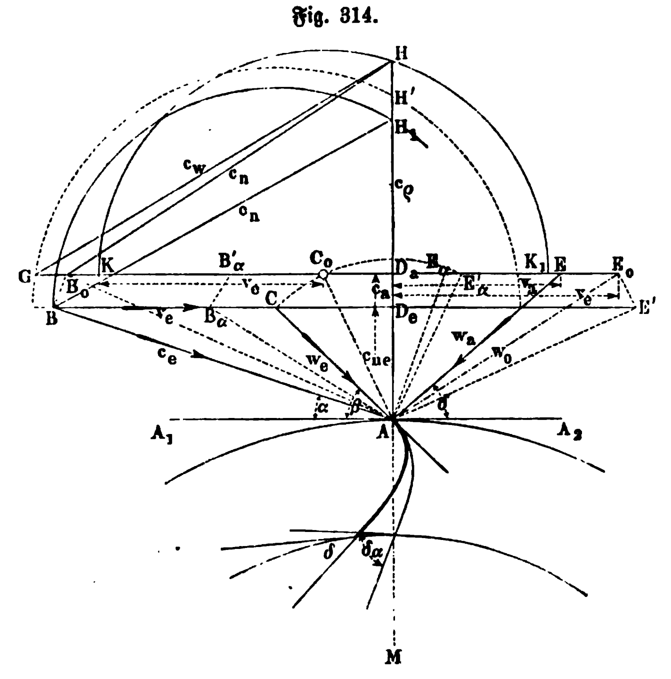
sein muß. Wenn man daher

$$D_a E = v_a = \frac{r_a}{r_e} BC$$

macht, so giebt die gerade Verbindungslinie EA den Winkel $EAA_2 = \delta$ an, unter welchem das letzte Element der Radschaufel den Austrittsumfang zu schneiden hat.

Die relative Geschwindigkeit des Wassers muß also durch die auf das Wasser wirkenden Kräfte von dem Anfangsbetrage $w_e = CA$ auf den Endwerth

Fig. 314.



$w_a = EA$ gebracht werden. Als wirkende Kräfte sind hier außer der Reibung (z_r) in den Radzellen die Centrifugalkraft und der Ueberdruck anzusehen, um welchen die Pressung des Wassers am Eintrittsumfange diejenige am Austrittsumfange übersteigt. Da nun die Centrifugalkraft auf jedes Kilogramm Wasser eine Arbeit $\frac{v_a^2 - v_e^2}{2g}$ ausübt, so hat man, wenn wieder die Reibungshöhe z_r von vornherein von dem ganzen Gefälle abgezogen wird, also auch hier das wirksame Gefälle

$$h_w = h - z_0 - z_r - z_u = h - z$$

gesetzt wird, für die Bestimmung der Reactionsdruckhöhe den Werth

$$h_\rho = \frac{w_a^2 - w_e^2}{2g} - \frac{v_a^2 - v_e^2}{2g}$$

zu construiren. Da nun $w_a^2 = c_a^2 + v_a^2$ ist, so geht dieser Ausdruck über in

$$h_\rho = \frac{c_a^2 + v_e^2 - w_e^2}{2g}.$$

Trägt man daher die Eintrittsgeschwindigkeit $v_e = BC$ von D_a aus als die Strecke D_aE_0 an, so hat man

$$E_0A^2 = c_a^2 + v_e^2 = w_0^2,$$

d. h. die Strecke $E_0A = w_0$ stellt diejenige Geschwindigkeit vor, auf welche durch den Reactionsdruck allein die Anfangsgeschwindigkeit w_e erhöht werden muß, und welche Geschwindigkeit als eine theoretische, nur in der Rechnung vorkommende mit w_0 bezeichnet sein möge. Die Construction des Ausdrucks $w_0^2 - w_e^2 = E_0A^2 - CA^2$ ist nun nach dem Vorstehenden leicht ausgeführt. Ueberträgt man zu dem Ende C nach C_0, indem man $AC_0 = AC = w_e$ macht, so hat man auch

$$E_0A^2 - CA^2 = E_0D_a^2 - C_0D_a^2 = v_e^2 - C_0D_a^2 = (v_e + C_0D_a)(v_e - C_0D_a).$$

Wenn man daher auch hier um C_0 und zwar mit einem Radius gleich der Radgeschwindigkeit $v_e = CB$ einen Kreis schlägt, so erhält man, wie sich leicht ergiebt, in dem Abschnitte D_aH auf dem Radius MA die Größe der Reactionsgeschwindigkeit $c_\rho = HD_a$, denn man hat

$$HD_a^2 = D_aK . D_aK_1 = (v_e + C_0D_a)(v_e - C_0D_a) = w_0^2 - w_e^2 = c_\rho^2$$

Wenn hier bei den äußeren Radialturbinen, Fig. 314, die Uebertragung von C auf die Gerade D_aE_0 nicht möglich ist, indem CA kleiner als D_aA ausfällt, so ist leicht ersichtlich, wie man die Größe c_ρ auch durch einen Kreis erhält, welcher um C mit einem Halbmesser D_eE' beschrieben wird, wobei E' erhalten wird, indem man E_0 auf BD_e dadurch überträgt, daß man $AE' = AE_0$ macht. Dieser Kreis ist in der Figur punktirt und aus demselben folgt $D_eH' = D_aH$.

Das für Radialturbinen entworfene Diagramm, Fig. 313 und 314, giebt zu ganz ähnlichen Betrachtungen Veranlassung, wie das im §. 117 für Axialturbinen gezeichnete der Fig. 309. Zunächst erhält man auch hier die dem wirksamen Gefälle h_w zugehörige Geschwindigkeit c_w, wenn man die Geschwindigkeit $c_e = BA$ von D_a aus als D_aG anträgt, dann ist

$$HG^2 = c_e^2 + c_\rho^2 = c_w^2.$$

Um auch das nutzbare Gefälle $h_n = h_w - \frac{c_a^2}{2g}$ zu ermitteln, hat man nur B nach B_0 zu übertragen, indem man $AB_0 = AB$ macht, dann hat man c_n in HB_0 gefunden, denn es ist ·

$HB_0^2 = B_0D_a^2 + D_aH^2 = B_0A^2 - D_aA^2 + D_aH^2 = c_e^2 - c_a^2 + c_\rho^2 = 2g(h_a + h_\rho)$,

wenn wieder $h_a = \frac{1}{2g} B_0 D_a^2$ das durch Action auf das Rad übertragene Gefälle bedeutet.

Es läßt sich auch aus der Figur leicht die im vorigen Paragraphen durch Rechnung festgestellte Thatsache erkennen, daß die Größe der Nutzwirkung h_n unabhängig von dem Verhältnisse $v = \frac{r_e}{r_a}$ der Halbmesser sein muß.

Man hat nämlich nach dem Vorstehenden für die dem nützlichen Gefälle h_n zugehörige Geschwindigkeit c_n:

$$c_n^2 = c_e^2 - c_a^2 + c_\rho^2 = BD_e^2 + c_{ne}^2 - c_a^2 + w_0^2 - w_e^2$$
$$= BD_e^2 + c_{ne}^2 - c_a^2 + c_a^2 + v_e^2 - (CD_e^2 + c_{ne}^2)$$
$$= (v_e + CD_e)^2 + v_e^2 - CD_e^2.$$

Dies ausgerechnet giebt

$$c_n^2 = 2v_e^2 + 2v_eCD_e = 2v_eBD_e = 2v_ec_e\cos\alpha,$$

wie bei den Axialturbinen. Man kann daher c_n auch wie dort direct construiren, indem man um C mit $CB = v_e$ einen Kreisbogen beschreibt, dann erhält man in BH_1 ebenfalls die Größe der Nutzgeschwindigkeit c_n.

Wenn die Wirkung des Wassers in einer Radialturbine ganz ohne Reaction nur vermöge der Eintrittsgeschwindigkeit c_e geschehen soll, so hat man in der Figur den Strecken $w_e = CA$ und $w_0 = E_0A$ gleiche Größe zu geben. Wenn man z. B. die Turbine unter Beibehaltung des Winkels β für das erste Schaufelelement zu einer reinen Actionsturbine gestalten will, so zeichnet man um A mit $AC = w_e$ einen Kreisbogen, welcher die Gerade D_aE in E_a' schneiden möge. AE_a' ist dann als w_0' für die Actionsturbine zu betrachten, d. h. man hat die Radgeschwindigkeit des Eintrittsumfangs in $D_aE_a' = v_e$ gefunden, welche Strecke daher von C aus rückwärts nach CB_a anzutragen ist, um in B_aA die Richtung zu finden, unter welcher das Wasser aus dem Leitrade dem Laufrade zuzuführen ist. Um auch die Neigung δ des letzten Schaufelelements zu finden, hat man nur $D_aE_a = \frac{r_a}{r_e} D_aE_a' = \frac{v_e}{v}$ abzutragen, wodurch man in E_aAA_2 den Winkel δ_a erhält, unter welchem das Schaufelende gegen den Austrittsumfang zu neigen ist. Der Maßstab für das Diagramm ist dann so zu wählen, daß die Eintrittsgeschwindigkeit $c_e = B_aA$ die zu dem wirksamen Gefälle h_w zugehörige Geschwindigkeit c_w bedeutet, und als nutzbare Geschwindigkeit gilt die Strecke $B_a'D_a$, wenn man $AB_a' = AB_a$ macht u. s. w.

Auch für die Radialturbinen lassen sich die Verhältnißzahlen für die Geschwindigkeiten direct aus der Figur angeben, wenn man die normale Eintrittsgeschwindigkeit $c_{ne} = 1$ annimmt, und es gelten hinsichtlich der Verwendung dieser Verhältnißzahlen die nämlichen Bemerkungen, welche oben für Axialturbinen gemacht wurden. Man erhält mit $D_e A = c_{ne} = 1$:

$$c_{na} = c_u = D_a A = \frac{r_e}{r_a} = v \quad \ldots \quad (57)$$

$$c_e = BA = \frac{1}{\sin \alpha} \quad \ldots \quad (58)$$

$$w_e = CA = \frac{1}{\sin \beta} \quad \ldots \quad (59)$$

$$v_e = BC = cotg\, \alpha - cotg\, \beta \quad \ldots \quad (60)$$

$$v_a = D_a E = \frac{cotg\, \alpha - cotg\, \beta}{v} \quad \ldots \quad (61)$$

$$w_a = EA = \sqrt{v^2 + \left(\frac{cotg\, \alpha - cotg\, \beta}{v}\right)^2} \quad \ldots \quad (62)$$

$$cotg\, \delta = \frac{cotg\, \alpha - cotg\, \beta}{v^2} \quad \ldots \quad (63)$$

$$c_\rho = HD_a = \sqrt{v^2 + (cotg\, \alpha - cotg\, \beta)^2 - \frac{1}{\sin^2 \beta}} \quad \ldots \quad (64)$$

$$c_u = HB_0 = H_1 B = \sqrt{2\, cotg\, \alpha\, (cotg\, \alpha - cotg\, \beta)} \quad \ldots \quad (65)$$

$$c_w = HG = \sqrt{1 + 2\, cotg\, \alpha\, (cotg\, \alpha - cotg\, \beta)} \quad \ldots \quad (66)$$

§. 121. **Turbinen ohne Leitschaufeln.** Bei den Turbinen ohne Leitschaufeln, also bei den Cadiat'schen und bei den schottischen, hat man den Winkel α, unter welchem das Wasser gegen den Umfang des Rades zugeführt wird, gleich 90^0 anzunehmen. Führt man diesen Werth in die Gleichung (35) des §. 119 ein, so erhält man das nutzbare Gefälle $h_n = 0$. Es folgt hieraus, daß man von allen Turbinen ohne Leitschaufelapparat eine Wirkung des Wassers auf das Rad nicht erlangen kann, wenn man für dieselben die Bedingungen des stoßfreien Eintritts und des normalen Austritts festhält, für welche jene Gleichung entwickelt worden ist. Man wird, wenn überhaupt das Wasser auf das Rad eine Wirkung äußern soll, von jenen Bedingungen entweder die eine oder die andere oder beide fallen lassen müssen. Dies geschieht auch in der That bei allen derartigen Rädern, und es ist daraus schon von vornherein zu ersehen, daß dieselben nicht in der möglichst vortheilhaften Weise arbeiten können, ihre Anwendung daher

nur etwa in besonderen Fällen gerechtfertigt erscheinen kann, wenn die Rücksicht auf Einfachheit der Construction diejenige einer möglichst ökonomischen Kraftausnutzung überwiegt. Das Letztere kann unter Umständen namentlich in Bezug auf die schottischen Turbinen stattfinden, während man Cadiat'sche Turbinen nicht mehr ausführt.

In den Theorien über diese Räder wird mehrfach die Behauptung gefunden, daß eine möglichst vollkommene Leistung derselben nur bei einer unendlich großen Umfangsgeschwindigkeit zu erzielen, daher ein um so größerer Wirkungsgrad zu erwarten sei, je größer die Radgeschwindigkeit gewählt wird, eine Ansicht, die auf der Annahme beruht, man müsse zu einer möglichst vollkommenen Leistung die Neigung δ des letzten Schaufelelementes gegen den Radumfang gleich Null und $w_a = v_a$ machen, Voraussetzungen, die mit der Herausführung des Wassers aus dem Rade, also überhaupt mit jedem Turbinenbetriebe unvereinbar sind. In welcher Beziehung die Geschwindigkeit dieser Räder zu ihrer Leistung steht, wird sich leicht aus dem Vorstehenden ergeben und insbesondere durch das Geschwindigkeitspolygon anschaulich werden. Nimmt man zunächst an, eine Turbine ohne Leitschaufeln sei den Bedingungen des §. 102 gemäß in regelrechter Weise ausgeführt, so daß das radial einströmende Wasser dem Rade ohne Stoß zugeführt und aus demselben normal, d. h. also radial abgeführt werde. Bezeichnet dann wieder c_e die Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers, so findet man die Umdrehungsgeschwindigkeit des Rades mit $\alpha = 90^0$ aus (16) in §. 119 zu:

$$v_e = c_e \frac{\sin(\beta - 90^0)}{\sin\beta} = c_e \operatorname{cotg}\beta,$$

damit das Wasser ohne Stoß eintritt. Fragt man nach der Größe der Reactionshöhe h_ρ, so erhält man nach (52):

$$h_\rho = \frac{c_e^2}{2g}\frac{\sin^2(\beta - 90^0) - \sin^2 90^0 + \nu^2 \sin^2 90^0 \sin^2\beta}{\sin^2\beta}$$

$$= \frac{c_e^2}{2g}\frac{\cos^2\beta - 1 + \nu^2\sin^2\beta}{\sin^2\beta} = \frac{c_e^2}{2g}(\nu^2 - 1).$$

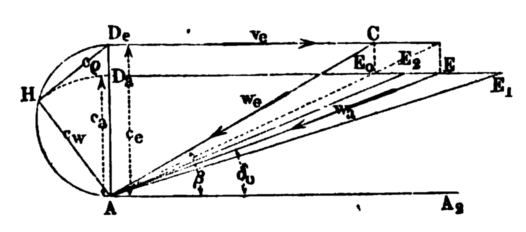
Dieser Werth ist, da es sich hier um innere Beaufschlagung handelt, also $\nu = \frac{r_e}{r_a}$ kleiner als die Einheit ist, immer negativ, und man findet daher, daß eine solche Turbine, für welche vorstehend schon der Nutzeffect gleich Null ermittelt wurde, mit einem negativen Reactionsgefälle arbeiten würde, d. h. daß die hydraulische Pressung an der Eintrittsstelle oder im Spalte um die Größe $h = (1 - \nu^2)\frac{c_e^2}{2g}$ kleiner sein würde als

die Pressung am Austrittsumfange; es würde also eine solche Turbine, wenn sie in freier Luft ausgösse, im Spalte eine saugende Wirkung ausüben. Dieser Zusammenhang tritt auch aus dem Diagramme, Fig. 315, deutlich hervor. Ist hierin nämlich durch $D_e A$ die absolute Eintrittsgeschwindigkeit c_e und durch $D_e C = v_e$ die Radgeschwindigkeit am inneren Umfange dargestellt, so hat man in $A_2 A C = \beta$ die Neigung des ersten Schaufelelements gegen den Umfang und in $CA = w_e$ die relative Eintrittsgeschwindigkeit. Macht man nun

$$D_a A = \frac{r_e}{r_a} D_e A = c_a, \text{ und } D_a E = \frac{r_a}{r_e} D_e C = \frac{1}{\nu} v_e,$$

so stellt $EA = w_a$ die relative Austrittsgeschwindigkeit und $EAA_2 = \delta_0$ den Neigungswinkel des letzten Schaufelelements gegen den Austrittsumfang dar. Die erforderliche Reactionsdruckhöhe muß nun nach dem vorhergehenden Paragraphen genügen, um die relative Eintrittsgeschwindigkeit $w_e = CA$

Fig. 315.



auf den Betrag einer Geschwindigkeit w_0 zu bringen, welche man zu $w_0 = E_0 A$ erhält, sobald man $D_a E_0 = v_e = D_e C$ macht. Offenbar ist nun

$$E_0 A^2 - CA^2 = D_a A^2 - D_e A^2 = c_a^2 - c_e^2 = (\nu^2 - 1)\, c_e^2$$

eine negative Größe, welche man construirt, indem man in dem über $D_e A$ gezeichneten Halbkreise $AH = AD_a$ als Sehne einträgt. Man erhält dann in $D_e H = c_\rho$ die Reactionsgeschwindigkeit, um deren zugehörige Gefällhöhe die Geschwindigkeitshöhe $\frac{c_e^2}{2g}$ zu vermindern ist (wegen des negativen Werthes von h_ρ), um die wirksame Gefällhöhe h_w zu erhalten. Man erkennt daher aus der Figur, daß das wirksame Gefälle h_w dazu dient, die Geschwindigkeit $HA = D_a A = c_a$ zu erzeugen, also vollständig verloren geht, da das Wasser mit dieser Geschwindigkeit c_a das Rad verläßt. Im Spalt würde, wenn eine solche Turbine überhaupt ausgeführt würde, die Geschwindigkeit des Wassers noch größer sein als $c_a = \sqrt{2gh_w}$ und zwar in Folge der eben betrachteten saugenden Wirkung.

Die vorstehende Untersuchung lehrt, daß eine solche Turbine, d. h. eine Turbine ohne Leitschaufeln mit stoßfreiem Eintritt und mit normalem Austritt des Wassers unmöglich ist, und man erkennt leicht die Bedingung für diesen Grenzzustand, in welchem die Wirkung des Wassers zu Null wird. Bezeichnet man nämlich mit δ_0 den Neigungswinkel EAA_2 des letzten Schaufelelements gegen den Radumfang, so wird die Leistung gleich Null, sobald die äußere Radgeschwindigkeit den Werth

$$v_a = c_a \, cotg \, \delta_0 = \sqrt{2 g h_w} \, . \, cotg \, \delta_0$$

annimmt, oder sobald

$$cotg \, \delta_0 = \frac{v_a}{\sqrt{2 g h_w}} = \frac{v_a}{c_w}$$

ist, vorausgesetzt natürlich, daß dabei das erste Schaufelelement unter einer Neigung β angeordnet wird, bei welcher der Eintritt ohne Stoß erfolgt.

Es ist nun leicht zu erkennen, daß das Wasser eine Wirkung auf das Rad äußert, wenn die äußere Radgeschwindigkeit v_a kleiner ist als jener Grenzwerth $c_w \, cotg \, \delta_0$, oder wenn $cotg \, \delta_0 > \frac{v_a}{c_w}$, d. h. wenn man unter Festhaltung aller übrigen Verhältnisse den Winkel δ_0 ermäßigt zu demjenigen $E_1 A A_2 = \delta_1$ und daß dagegen eine Wirkung des Rades auf das Wasser stattfindet, wenn die Radgeschwindigkeit v_a größer ist als $c_a \, cotg \, \delta_0$, d. h. wenn der Winkel δ_0 auf den größeren Werth $E_2 A A_2 = \delta_2$ erhöht wird. Im letzteren Falle wirkt das Rad also wie eine Centrifugalpumpe auf das Wasser ein. Es soll hier nur der erste Fall untersucht werden, in welchem der Winkel δ kleiner ist als derjenige $\delta_0 = arc \, cotg \, \frac{v_a}{c_w}$. Ist in Fig. 316 (a. f. S.) wieder $D_e A = c_e$ die radiale Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers, $v_e = D_e C$ die innere Umfangsgeschwindigkeit des Rades und stellt daher bei der Neigung β des ersten Schaufelelements gegen den Umfang $CA = w_e$ die relative Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers vor, so hat man wieder wie vorher die radial gerichtete Componente der Austrittsgeschwindigkeit $c_{na} = \frac{r_e}{r_a} \, c_e = D_a A$. Hieraus erhält man die relative Austrittsgeschwindigkeit w_a in EA, wenn man durch D_a eine Parallele zu AA_2 bis zum Schnitte E mit der Richtung des letzten Schaufelelementes zieht. Es sei ferner $FE = v_a = \frac{r_a}{r_e} \, v_e = \frac{v_e}{v}$ die äußere Radgeschwindigkeit, welche nach der Voraussetzung kleiner als $D_a E$ ist, so findet man in $FA = c_a$ die absolute Austrittsgeschwindigkeit, mit welcher das Wasser nunmehr in schräger Richtung aus dem Rade tritt.

Die Reactionsdruckhöhe muß jetzt von solcher Größe h_ρ sein, daß sie zusammen mit der Arbeit der Centrifugalkraft $\frac{v_a^2 - v_e^2}{2g}$ die relative Eintritts-

Fig. 316.

geschwindigkeit $w_e = CA$ auf den Werth $w_a = EA$ erhebt. Man hat daher hier die Gleichung

$$h_\rho + \frac{v_a^2 - v_e^2}{2g} = \frac{w_a^2 - w_e^2}{2g}$$

woraus, da $w_e^2 = c_e^2 + v_e^2$ ist

$$h_\rho = \frac{w_a^2 - (v_a^2 + c_e^2)}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (67)$$

folgt.

Macht man daher noch $D_e C_0 = v_a = \frac{v_e}{\nu}$, so ist

$$C_0 A^2 = v_a^2 + c_e^2 = w_0^2,$$

und man erhält die Reactionsdruckhöhe

$$h_\rho = \frac{w_a^2 - w_0^2}{2g} = \frac{EA^2 - C_0 A^2}{2g}.$$

Dieser Werth von h_ρ ist leicht nach dem Vorangegangenen zu construiren; wenn man C_0 nach C_0' überträgt und um C_0' einen Kreis mit dem Halbmesser $C_0'B = ED_a$ zeichnet, dann findet sich in $D_aH = c_\rho$ die zu dem Reactionsgefälle gehörige Reactionsgeschwindigkeit c_ρ.

Will man einen analytischen Ausdruck für h_ρ haben, so setzt man in obige Gleichung (67) für h_ρ:

$$w_a = \nu \frac{c_e}{\sin \delta} \text{ und } v_a = \frac{1}{\nu} c_e \cot g \beta,$$

wodurch man

$$h_\rho = \frac{c_e}{2g}\left(\frac{\nu^2}{\sin^2\delta} - \frac{\cot g^2 \beta}{\nu^2} - 1\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (68)$$

erhält.

Hieraus folgt nun einfach das wirksame Gefälle

$$h_w = \frac{c_e^2}{2g} + h_\rho = \frac{c_e}{2g}\left(\frac{\nu^2}{\sin^2\delta} - \frac{\cot g^2\beta}{\nu^2}\right) \quad . \quad . \quad . \quad (69)$$

für welches man in der Figur die zugehörige Geschwindigkeit $c_w = \sqrt{2\,g\,h_w}$ in HG erhält, sobald man $D_aG = D_eA = c_e$ anträgt und GH zieht. Man erhält aus (69) auch die Eintrittsgeschwindigkeit:

$$c_e = \sqrt{\frac{2\,g h_w}{\frac{\nu^2}{\sin^2\delta} - \frac{\cot g^2\beta}{\nu^2}}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (70)$$

und hieraus leicht die Radgeschwindigkeiten

$$v_e = c_e \cot g \beta \text{ und } v_a = \frac{1}{\nu} c_e \cot g \beta.$$

Für die absolute Austrittsgeschwindigkeit $c_a = FA$ hat man noch

$$c_a^2 = D_aA^2 + (D_aE - FE)^2 = \nu^2 c_e^2 + \left(\nu c_e \cot g \delta - \frac{1}{\nu} c_e \cot g \beta\right)^2$$

$$= c_e^2 \left(\frac{\nu^2}{\sin^2\delta} + \frac{\cot g^2\beta}{\nu^2} - 2 \cot g \beta \cot g \delta\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (71)$$

Da nun diese Geschwindigkeit dem Rade verloren geht, so hat man das nutzbar gemachte Gefälle

$$h_n = h_w - \frac{c_a^2}{2g} = \frac{c_e^2}{2g}\, 2\left(\cot g \beta \cot g \delta - \frac{\cot g^2\beta}{\nu^2}\right) \quad . \quad . \quad (72)$$

Dieser Werth wird übereinstimmend mit dem Vorangegangenen zu Null für eine normale Abführung des Wassers, d. h. für

$$\cot g \delta = \frac{v_a}{\nu c_e} = \frac{c_e \cot g \beta}{\nu^2 c_e} = \frac{\cot g \beta}{\nu^2}.$$

Will man auch aus der Figur den Werth für das Nutzgefälle entnehmen, so hat man in den über HG als Durchmesser gezeichneten Kreis die Strecke FA als Sehne gleich HK einzutragen und findet in $GK = c_n$ die Nutzgeschwindigkeit, zu welcher der Gefällmaßstab das nutzbare Gefälle h_n liefert.

Man könnte auch aus (72) und (69) den Ausdruck für den ideellen Wirkungsgrad

$$\eta_i = \frac{h_n}{h_w}$$

bilden und untersuchen, für welchen Werth von δ bei einem bestimmten Werthe von β oder umgekehrt der Wirkungsgrad zu einem Maximum wird, doch soll diese Rechnung hier nicht angestellt werden, da die hier betrachtete Turbinenart, wie schon zuvor bemerkt, für die Technik nur geringe Bedeutung hat.

Die vorstehenden Ermittelungen gelten nur für die nach dem Cadiat'schen System gebauten Räder, bei welchen das Wasser am ganzen äußeren Umfange austritt und daher das Verhältniß der Ein- und Austrittsöffnungen mit demjenigen der betreffenden Halbmesser übereinstimmt. Dieses Verhältniß

$$v = \frac{r_e}{r_a} = \frac{F_e}{F_a}$$

pflegt bei diesen Rädern etwa $^3/_4$ bis $^4/_5$ zu sein.

§. 122. **Schottische Turbinen.** Für die schottischen Turbinen ändert sich die Untersuchung nur insofern, als bei denselben das Halbmesserverhältniß $v = \frac{r_e}{r_a}$, welches hier etwa zwischen $^1/_3$ und $^1/_4$ gewählt wird, nicht mit dem Verhältnisse der Eintritts- und Austrittsöffnungen übereinstimmt. Meistens ist hier die äußere Radöffnung F_a (im Umfange gemessen) kleiner als die innere F_e, und man hat daher allgemein

$$\frac{F_e}{F_a} = \chi$$

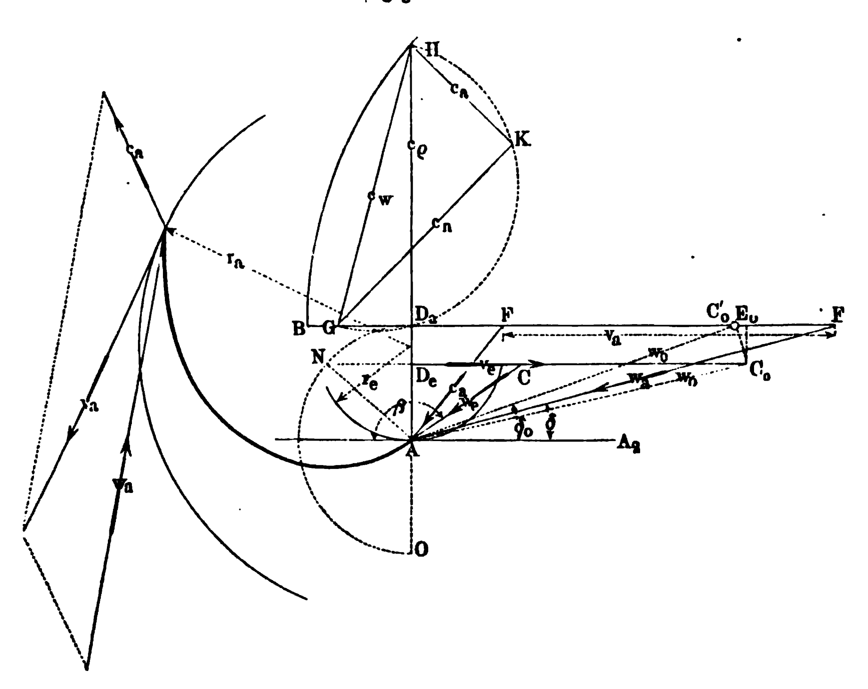
zu setzen, wobei χ etwa zwischen 1,5 und 2 zu liegen pflegt. Demgemäß hat man auch die radiale Componente der Austrittsgeschwindigkeit

$$c_{na} = \chi c_e$$

größer als die Eintrittsgeschwindigkeit. Auch hier gilt die Bemerkung, daß die Wirkung gleich Null wird, wenn das Wasser ohne Stoß eintritt und normal herausgeführt wird. Nur würde für diesen Fall die Reactionshöhe nicht negativ ausfallen, wie bei den Turbinen des vorigen Paragraphen, sondern einen Ueberdruck bedeuten, wie das Diagramm,

Fig. 317, ohne Weiteres ergiebt. Wäre hierbei das letzte Element der Radcanäle in die Richtung AE_0 gestellt, so daß $D_aE_0 = v_a$ die äußere Umfangsgeschwindigkeit ist, während wieder $D_eA = c_e$ die Eintrittsgeschwindigkeit und $D_aA = \chi c_e$ die radiale Componente der Austrittsgeschwindigkeit bedeuten, so wäre die relative Eintrittsgeschwindigkeit von

Fig. 317.



$w_e = CA$ auf $w_a = E_0A$ zu steigern. Hierzu wäre, da durch die Centrifugalkraft allein eine Beschleunigung von $w_e = CA$ auf $w_0 = C_0A$ hervorgerufen wird, eine Reactionsdruckhöhe erforderlich:

$$h_\rho = \frac{1}{2g}(E_0A^2 - C_0A^2) = \frac{D_aA^2 - D_eA^2}{2g} = \frac{c_e^2}{2g}(\chi^2 - 1).$$

Diese Größe ist positiv und bedeutet also einen Ueberdruck an der Eintrittsstelle über die Austrittsstelle; man hätte daher

$$h_w = h_\rho + \frac{c_e^2}{2g} = \chi^2 \frac{c_e^2}{2g} = \frac{D_aA^2}{2g}$$

zu setzen, wie in der Figur durch die leicht verständliche Construction D_aNO ersichtlich gemacht ist, in welcher

$$D_e N^2 = D_e D_a . D_e O = D_a A^2 - D_e A^2 = c_e^2 (\chi^2 - 1) = c_\rho^2.$$

ist, so daß $NA^2 = c_\rho^2 + c_e^2 = c_w^2$ folgt. Daß hierbei der Wirkungsgrad gleich Null ist, zeigt die Figur ebenfalls, denn die ganze, von dem wirksamen Gefälle h_w erzeugte Geschwindigkeit $D_a A$ wird von dem Wasser aus dem Rade mit herausgenommen.

Es gelten daher hier die im vorigen Paragraphen gemachten Betrachtungen, wonach auf eine Wirkung des Wassers nur zu rechnen ist, wenn man den Neigungswinkel $EAA_2 = \delta$ des letzten Canalstückes gegen den Umfang kleiner annimmt, als die Größe $\delta_0 = E_0 AA_2$, welche durch

$$cotg\ \delta_0 = \frac{v_a}{c_w} = \frac{v_a}{\sqrt{2\ g h_w}}$$

gegeben ist.

Nimmt man daher unter Festhaltung aller übrigen Verhältnisse das letzte Canalelement in der Richtung EA an, so lassen sich alle im vorigen Paragraphen angestellten Betrachtungen hier wiederholen. Das Reactionsgefälle erhält man zu:

$$h_\rho = \frac{w_a^2 - w_0^2}{2g} = \frac{ED_a^2 - C_0' D_a^2}{2g},$$

und zwar ist die Reactionsgeschwindigkeit c_ρ wieder durch den Abschnitt $D_a H$ dargestellt, welchen ein um C_0' mit dem Halbmesser $C_0' B = ED_a$ beschriebener Kreis auf dem Radius AD_a abschneidet. Macht man ferner $D_a G = D_e A = c_e$, so erhält man in GH die dem wirksamen Gefälle h_w zugehörige Geschwindigkeit c_w. Die absolute Austrittsgeschwindigkeit erhält man in $FA = c_a$, wenn man $EF = v_a$ abträgt, und daher gelangt man schließlich zu der nutzbaren Geschwindigkeit c_n in der Kathete GK des über GH als Hypotenuse gezeichneten Dreiecks, dessen andere Kathete $HK = c_a = FA$ gemacht wurde. Die Reactionsdruckhöhe findet man hier zu:

$$h_\rho = \frac{w_a^2 - w_0^2}{2g} = \frac{c_e^2}{2g}\left(\frac{\chi^2}{sin^2 \delta} - \frac{cotg^2 \beta}{\nu^2} - 1\right) \quad . \quad . \quad (73)$$

und die wirksame Gefällhöhe:

$$h_w = \frac{c_e^2}{2g} + h_\rho = \frac{c_e^2}{2g}\left(\frac{\chi^2}{sin^2 \delta} - \frac{cotg^2 \beta}{\nu^2}\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (74)$$

Hieraus erhält man daher die Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers:

$$c_e = \sqrt{\frac{2 g h_w}{\frac{\chi^2}{sin^2 \delta} - \frac{cotg^2 \beta}{\nu^2}}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (75)$$

und die Radgeschwindigkeiten:

$$v_e = c_e \, cotg\, \beta \text{ und } v_a = \frac{1}{\nu} c_e \, cotg\, \beta.$$

Ebenso hat man für die absolute Austrittsgeschwindigkeit $c_a = FA$:

$$c_a^2 = D_a A^2 + (D_a E - FE)^2 = \chi^2 c_e^2 + \left(\chi c_e \, cotg\, \delta - \frac{1}{\nu} c_e \, cotg\, \beta\right)^2$$

$$= c_e^2 \left(\frac{\chi^2}{sin^2 \delta} + \frac{cotg^2 \beta}{\nu^2} - 2 \frac{\chi}{\nu} cotg\, \beta \; cotg\, \delta\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (76)$$

und somit ist das nutzbare Gefälle

$$h_n = h_w - \frac{c_a^2}{2g} = \frac{c_e^2}{2g} 2 \left(\frac{\chi}{\nu} cotg\, \beta \, cotg\, \delta - \frac{cotg^2 \beta}{\nu^2}\right) . \quad . \quad . \quad (77)$$

übereinstimmend mit den entsprechenden Formeln des vorigen Paragraphen für die Cadiat'schen Turbinen.

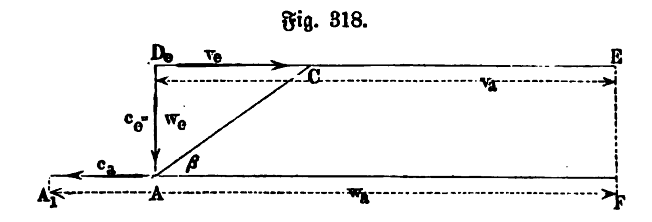
Es wurde oben bemerkt, daß man, um von den Turbinen ohne Leitschaufeln überhaupt eine Leistung zu erhalten, auch von der Bedingung des stoßfreien Eintritts abgehen könne. Dies ist in der That der Fall bei dem Segner'schen Wasserrade und dem in Fig. 291 angegebenen Althans'schen Reactionsrade, bei welchem die einzelnen Schwungröhren sich radial an das mittlere Zuführungsrohr ansetzen. Da man hierbei die Ausflußmündungen nach der Richtung des äußeren Umfangs anordnet, so ist es hierbei allerdings möglich, die absolute Geschwindigkeit des Wassers an der Austrittsmündung auf Null herabzuziehen, wenn man nämlich die relative Austrittsgeschwindigkeit w_a gleich der Geschwindigkeit v_a des Rades daselbst macht. Es muß indessen bemerkt werden, daß auch hier ein gewisser Gefällverlust, welcher auf die Fortführung des Wassers verwendet wird, nicht zu umgehen ist, indem man nämlich diese Räder frei über dem Unterwasser aufstellen muß, so daß das Wasser nach dem Verlassen des Rades von einer gewissen geringen Höhe herunterfällt, wodurch ihm wieder die zum Abfließen im Untergraben nöthige Geschwindigkeit ertheilt wird. Außerdem würden auch solche Räder wenig vortheilhaft, nämlich nur so wie gewöhnliche Stoßräder wirken, wenn man sie so anordnen wollte, daß das Wasser seine ganze Geschwindigkeit im Rade einbüßt, wie die folgende Betrachtung zeigt.

Es sei $D_e A = c_e$, Fig. 318 (a. f. S.), wieder die radiale Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers in das Rad, dessen Umfangsgeschwindigkeit am innern Umfange durch $D_e C = v_e$ dargestellt sein soll. Wegen der radialen Anfügung der Radcanäle findet hier beim Eintritte des Wassers ein Stoß statt, in Folge dessen eine der Geschwindigkeit v_e entsprechende Wirkungsfähigkeit verloren geht; es wird daher hierdurch das wirksame Gefälle h_w beim Eintritte in das Rad um die Größe des Stoßgefälles

$$h_{st} = \frac{v_e^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (78)$$

verringert. Man hat sonach in diesem Falle den Rest $h_w - h_{st}$ gleich der Summe $\frac{c_e^2}{2g} + h_\rho$ zu setzen. Um h_ρ zu bestimmen, sei $D_e E = v_a = \frac{v_e}{\nu}$ die äußere Umfangsgeschwindigkeit, und der Voraussetzung nach angenommen, daß die relative Austrittsgeschwindigkeit w_a tangential an den Umfang und

Fig. 318.



gleich v_a angeordnet werde. Man hat dann $FA = w_a = v_a = ED_e$, und findet die Reactionshöhe h_ρ nun wieder mit Rücksicht darauf, daß dieselbe im Verein mit der Centrifugalkraft die relative Eintrittsgeschwindigkeit $w_e = D_e A$ auf die relative Austrittsgeschwindigkeit $w_a = FA = v_a$ erhöhen muß. Dies führt zu der Gleichung

$$h_\rho + \frac{v_a^2 - v_e^2}{2g} = \frac{w_a^2 - w_e^2}{2g} = \frac{v_a^2 - c_e^2}{2g}$$

woraus

$$h_\rho = \frac{v_e^2 - c_e^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (79)$$

folgt. Die Reaction h_ρ ist daher gleich Null für $v_e = c_e$ und positiv oder negativ, jenachdem $v_e \gtrless c_e$ ist. Man findet nun aus

$$h_w - h_{st} = \frac{c_e^2}{2g} + h_\rho = \frac{v_e^2}{2g}$$

die Beziehung

$$h_w = \frac{v_e^2}{2g} + h_{st} = 2\,\frac{v_e^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (80)$$

oder

$$v_e = {}^1\!/_2 \sqrt{2 g h_w} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (81)$$

Das Rad muß daher in diesem Falle eine innere Umfangsgeschwindigkeit haben, welche halb so groß ist, wie die zum wirksamen Gefälle h_w gehörige Endgeschwindigkeit, und der Eintrittsquerschnitt F_e (im Umfange gemessen) muß zu dem Austrittsquerschnitte F_a (in radialer

Richtung gemessen) in dem Verhältnisse stehen $\frac{F_e}{F_a} = \chi$, welches durch die Gleichung

$$w_a = \chi c_e = v_a = \frac{v_e}{v} = \frac{c_e \, cotg \, \beta}{v}$$

zu

$$\chi = \frac{cotg \, \beta}{v} = \frac{r_a}{r_e} \, cotg \, \beta \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (82)$$

bestimmt wird, wenn man mit β den Winkel $D_e CA$ bezeichnet, dessen Tangente das Verhältniß $\frac{c_e}{v_e}$ angiebt. Das nutzbar gemachte Gefälle h_n findet man hier, da das Wasser absolut todt aus dem Rade heraustritt, also der Verlust allein in demjenigen des Stoßes beim Eintritte beruht, zu

$$h_n = h_w - h_{st} = \frac{v_e^2}{2g} = \frac{1}{2} h_w \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (83)$$

woraus man erkennt, daß der Wirkungsgrad eines solchen Rades höchstens demjenigen eines Stoßrades von der vortheilhaftesten Wirkung gleichgesetzt werden kann.

Man kann indessen den Effect dieser Räder dadurch erhöhen, daß man dem Wasser beim Heraustreten aus dem Rade noch eine gewisse absolute Geschwindigkeit beläßt, indem hierdurch das Reactionsgefälle vergrößert, daher die Eintrittsgeschwindigkeit c_e und mit dieser der Stoßverlust $\frac{v_e^2}{2g} = \frac{c_e^2 \, cotg^2 \, \beta}{2g}$ herabgezogen wird.

Es möge, um diesen Fall zu untersuchen, etwa angenommen werden, die relative Austrittsgeschwindigkeit w_a sei durch Verengung der Austrittsöffnung F_a auf einen Werth gebracht, welcher größer als $v_a = FA$ sei, und welcher in der Figur durch $FA_1 = w_a$ dargestellt sein mag. Das Wasser nimmt dann aus dem Rade die absolute Geschwindigkeit $c_a = w_a - v_a = AA_1$ heraus, und man findet das Reactionsgefälle nunmehr aus

$$2gh_\rho + v_a^2 - v_e^2 = w_a^2 - c_e^2 = c_a^2 + 2c_a v_a + v_a^2 - c_e^2$$

zu

$$h_\rho = \frac{c_a^2 + 2c_a v_a + v_e^2 - c_e^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (84)$$

Daraus folgt weiter

$$h_w - h_{st} = \frac{c_e^2}{2g} + h_\rho = \frac{c_a^2 + 2c_a v_a + v_e^2}{2g}$$

oder, für h_{st} seinen Werth $\frac{v_e^2}{2g}$ eingesetzt

$$h_w = \frac{c_a^2 + 2 c_a v_a + 2 v_e^2}{2g} \quad \ldots \ldots \quad (85)$$

Endlich erhält man das nutzbar gemachte Gefälle h_n, wenn man von dem wirksamen Gefälle h_w nicht nur den Stoßverlust $\frac{v_e^2}{2g}$, sondern auch die dem Wasser verbleibende Wirkungsfähigkeit $\frac{c_a^2}{2g}$ abzieht, so daß man zu

$$h_n = \frac{2 c_a v_a + v_e^2}{2g} \quad \ldots \ldots \quad (86)$$

gelangt, und der Wirkungsgrad durch

$$\eta_i = \frac{2 c_a v_a + v_e^2}{c_a^2 + 2 c_a v_a + 2 v_e^2} \quad \ldots \ldots \quad (87)$$

gefunden wird.

Um diejenige Größe der absoluten Austrittsgeschwindigkeit zu ermitteln, für welche der Wirkungsgrad η_i seinen größten Werth annimmt, erhält man durch Differentiiren des Ausdrucks (87) nach c_a die Gleichung:

$$(c_a^2 + 2 c_a v_a + 2 v_e^2)\, 2 v_a - (2 c_a v_a + v_e^2)(2 c_a + 2 v_a) = 0,$$

woraus

$$c_a^2 v_a + c_a v_e^2 = v_e^2 v_a \quad \ldots \ldots \quad (88)$$

folgt.

Hieraus bestimmt sich mit $v_e = \nu v_a$:

$$c_a = -\frac{\nu^2}{2} v_a \pm v_a \sqrt{\nu^2 + \frac{\nu^2}{4}} = v_a \left(-\frac{\nu^2}{2} \pm \frac{\nu}{2} \sqrt{5}\right).$$

Beispielsweise erhält man mit

$$\nu = \frac{r_e}{r_a} = 1/5$$

die vortheilhafteste Ausflußgeschwindigkeit

$$c_a = v_a \left(-0{,}02 + 0{,}1 \sqrt{5}\right) = 0{,}204\, v_a = rot\ 0{,}2\, v_a,$$

womit der ideelle Wirkungsgrad nach (87) zu

$$\eta_i = \frac{2 . 0{,}2 + 0{,}04}{0{,}04 + 2 . 0{,}2 + 0{,}08} = \frac{0{,}44}{0{,}52} = 0{,}846$$

sich berechnen würde.

§. 123. **Einfluss der Schaufeldicken bei den Reactionsturbinen.** Bisher ist immer die Dicke der Schaufeln als verschwindend klein außer Acht gelassen; da aber in der Ausführung die Schaufeln eine gewisse, durch die Größe des Rades und das Material bedingte Stärke haben müssen, so

wird hierdurch eine gewisse Verengung der Canäle herbeigeführt, deren Einfluß auf die Wirkung des Wassers näher untersucht werden soll. Wenn die Schaufeln aus Blech dargestellt werden, so kann ihre Dicke, welche dann etwa zwischen 6 und 15 mm liegen wird, geringer gehalten werden, als wenn man die Schaufeln durch den Guß herstellt, in welchem Falle man nicht gut unter 10 mm herabgehen kann, bei großen Rädern aber auch wohl Schaufelstärken bis zu 25 mm wählen wird. Nach Redtenbacher*) soll man die Dicke d der Schaufeln zu

$$d = 0{,}025\, r$$

annehmen, unter r den mittleren Halbmesser des Rades verstanden, und zwar soll man zu den Schaufeln Eisenblech oder Gußeisen verwenden, je nachdem r kleiner oder größer als 0,4 m ist, wonach die Stärkengrenze zwischen beiden Materialien durch 10 mm gegeben sein würde. Im Allgemeinen wird man die Schaufeln der Radialturbinen, da sie zwischen zwei Kränze eingesetzt sind, geringer annehmen dürfen, als die für Axialturbinen, bei denen die Schaufeln meist nur mit dem inneren Kranze verbunden sind und frei nach außen vorragen (s. Fig. 298). Man giebt daher für Radialturbinen wohl die Regel, die Schaufeldicke

$$d = 0{,}015\, r$$

zu wählen.

Der Einfluß der Schaufeldicken wird ferner in demselben Verhältnisse wachsen, in welchem die Anzahl der Schaufeln größer gewählt wird, und man ersieht hieraus, daß es gerathen sein wird, diese Anzahl nicht übermäßig groß zu wählen, sowie daß es hierfür gewisse praktische Grenzen geben wird, bei denen der Vortheil, welchen die bessere Führung des Wassers durch eine größere Anzahl von Canälen gewährt, aufgewogen wird durch die vermehrten Widerstände der Schaufeln. Die Anzahl der Radschaufeln wird etwa zwischen 24 und 36 schwanken, während man dem Leitrade meist nur ungefähr $^2/_3$ so viel giebt.

Es möge im Folgenden mit s die Anzahl der Schaufeln und zwar mit s_l diejenige des Leitapparates und mit s_r die des Rades bezeichnet werden, dann hat man die Schaufeltheilung, d. h. den im Umfange gemessenen Bogen für irgend eine Stelle

$$t = \frac{2\pi r}{s} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (89)$$

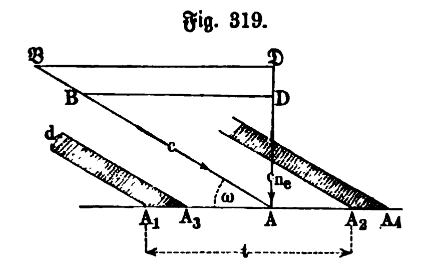
wenn r den Halbmesser des Umfanges an dieser Stelle bedeutet. Diese Theilung soll ebenfalls durch t_l für das Leitrad und t_r für das Laufrad unterschieden werden, und zwar bezeichnen t_{le} und t_{la} die Theilungen am

*) Theorie u. Bau der Turbinen v. Redtenbacher, 1860.

Eintritts- und bezw. am Austrittsumfange des Leitapparates, während mit t_{re} und t_{ra} die Theilungen am Eintritts- und Austrittsumfange des Rades gemeint sein sollen. Bei den Axialturbinen ist $t_{le} = t_{la} = t_l$ und $t_{re} = t_{ra} = t_r$, während sich bei den Radialturbinen natürlich die Theilungen an zwei verschiedenen Stellen desselben Rades wie die Halbmesser dieser Stellen verhalten. Mit d seien endlich die Dicken der Schaufeln bezeichnet, und es möge der Allgemeinheit wegen ebenfalls d_l für die Leitschaufeln verschieden angenommen werden von der Dicke d_r der Radschaufeln.

Denkt man sich nun an irgend einer Stelle eines der beiden Räder einen cylindrischen Schnitt concentrisch zur Radaxe geführt, und diese Schnittfläche zu einer Ebene gestreckt, und sei $A_1 A_2 = A$, Fig. 319, die Theilung an dieser Stelle, d. h. die Entfernung zwischen den beiden Schaufeln $A_1 A_3$ und $A_2 A_4$, deren Neigungswinkel gegen den Umfang $A_1 A_4$ durch ω gegeben sein mag. Unter diesem Winkel ω in der Richtung BA soll ein den Raum zwischen den Schaufeln vollständig erfüllender Wasserstrahl sich bewegen, und es möge durch $BA = c$ diejenige Geschwindigkeit dargestellt sein, mit welcher das den Canal passirende Wasser sich bewegen würde, wenn die Schaufeln durch ihre Dicke eine Verengung nicht bewirkten, wie dies in den vorhergehenden Paragraphen immer vorausgesetzt wurde. Zieht man dann AD senkrecht zu $A_1 A_4$ und BD parallel mit $A_1 A_4$, so erhält man in

Fig. 319.



$$DA = c \sin \omega = c_{ne} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (90)$$

die normal zu dem Querschnitte $A_1 A_4$ gerichtete Componente der Wassergeschwindigkeit, und man kann daher das durch den Canal strömende Wasser durch

$$Q = A_1 A_2 \,.\, b \,.\, c_{ne} = tb \,.\, c_{ne}$$

ausdrücken, wenn b die zu der Ebene der Zeichnung senkrechte Dimension des Canals ist, oder man hat für einen Canal von der Breite Eins, welcher hier immer vorausgesetzt werden soll,

$$Q = t \,.\, c_{ne}.$$

Durch die Schaufelstärke d wird nun die Oeffnung des Canals um die Größe $A_1 A_3 = \frac{d}{\sin \omega}$, also im Verhältnisse

$$\frac{A_3 A_2}{A_1 A_2} = \frac{t - \frac{d}{\sin \omega}}{t} = 1 - \frac{d}{t \sin \omega} = \frac{t \sin \omega - d}{t \sin \omega} = \frac{1}{\mu} \quad . \quad (91)$$

vermindert, wenn man das Verhältniß

$$\frac{t \sin \omega}{t \sin \omega - d} = \mu \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (92)$$

setzt. In Folge dessen muß die in Betracht gezogene Wassermenge Q durch diesen verengten Querschnitt $A_3 A_2$ mit einer Geschwindigkeit strömen, deren normale Componente durch

$$\mathfrak{D} A = \frac{A_1 A_2}{A_3 A_2} D A = \mu c_{ne} = c'_{ne} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (93)$$

dargestellt ist, wenn man $\mathfrak{D} A = \frac{A_1 A_2}{A_3 A_2} D A$ macht. Zieht man durch $\mathfrak{D}$ eine Parallele zu $A_1 A_4$, so erhält man natürlich in

$$\mathfrak{B} A = \mu c = c' \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (94)$$

die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser den Canal an der gedachten Stelle durchströmt.

Eine Verengung durch die Schaufeln findet nun in der That dort nicht statt, wo die Schaufeln fehlen, d. h. im Spalte zwischen Leitapparat und Laufrad, sowie unmittelbar vor dem Eintritte des Wassers in das Leitrad und unmittelbar nach dem Austritte des Wassers aus dem Rade. Man erkennt hieraus, daß das Wasser auf seinem Wege durch die Turbine in Folge der viermaligen plötzlichen Querschnittsveränderung auch viermal einer plötzlichen Geschwindigkeitsveränderung und daher jedesmal einem Verluste an lebendiger Kraft unterworfen ist, für welchen die jedesmalige Veränderung der Geschwindigkeit maßgebend ist. Es gilt dies natürlich nur unter der Voraussetzung, daß das Wasser die ihm dargebotenen Querschnitte stets auszufüllen bestrebt ist, d. h. daß es mit Reaction arbeitet, was zunächst hier immer vorausgesetzt werden soll, indem das Verhalten des Wassers bei den reinen Actionsturbinen später besonders besprochen werden wird.

Die gedachten vier Verluste an lebendiger Kraft oder Gefälle, welche das Wasser beim Eintritte in den Leitapparat, beim Austritte aus demselben in den erweiterten Spalt, beim Eintritte aus diesem in das Rad und endlich beim Austritte aus dem Rade in das Abführungsgerinne erleidet, sind sämmtlich durch dieselbe Formel

$$z_s = \frac{(c' - c)^2}{2 g} = \frac{1}{2 g} c^2 (\mu - 1)^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (95)$$

ausgedrückt, wenn man nur für μ den für die betreffende Stelle geltenden

Werth einsetzt, den die Formel (92) dafür giebt. Für den Leitapparat hat man darin für t und d die Werthe t_l und d_l und für ω die Winkel 90° an der Eintrittsstelle und α an der Austrittsstelle einzuführen, während für das Laufrad die Größen t_r und d_r, sowie die Winkel β und δ gelten.

Zur Erleichterung der Rechnung kann man für die gebräuchlichsten Verhältnisse der Schaufeldicke d zu der Schaufeltheilung t eine Tabelle der Werthe von $(\mu - 1)$ folgendermaßen berechnen. Mit Rücksicht auf (92) hat man

$$\mu - 1 = \frac{t \sin \omega}{t \sin \omega - d} - 1 = \frac{d}{t \sin \omega - d} = \frac{\frac{d}{t}}{\sin \omega - \frac{d}{t}} \quad (96)$$

Um die Grenzwerthe von $\frac{d}{t}$ zu ermitteln, nehme man als geringste Schaufelzahl 12 und als größte 36 an, für welche Fälle die Theilung t bei einem mittleren Halbmesser r zu

$$\frac{2\pi}{12} r = 0{,}52\, r \text{ und } \frac{2\pi}{36} r = 0{,}17\, r$$

folgt. Setzt man ebenfalls die Schaufeldicken zwischen den Grenzen

$$d = 0{,}025\, r \text{ und } d = 0{,}015\, d$$

fest, so kann man die Werthe von $\frac{d}{t}$ als zwischen

$$\frac{0{,}025}{0{,}52} = 0{,}048 = rot\ \frac{1}{20}$$

und zwischen

$$\frac{0{,}015}{0{,}17} = 0{,}089 = rot\ \frac{1}{12}$$

liegend annehmen, da man bei der größeren Schaufelzahl 36, welche bei größeren Turbinen gewählt werden dürfte, für die Schaufeldicke den kleineren Werth $0{,}015\, r$ annehmen wird, während man andererseits für kleinere Räder geringe Schaufelzahlen und Dicken wählen wird, welche dem Werthe $d = 0{,}025\, r$ nahe liegen. Demgemäß ist für verschiedene Verhältnisse $\frac{d}{t}$ zwischen $\frac{1}{10}$ und $\frac{1}{25}$ und für verschiedene Neigungswinkel ω zwischen 15° und 90° die folgende Tabelle der Werthe von

$$\mu - 1 = \frac{\frac{d}{t}}{\sin \omega - \frac{d}{t}}$$

berechnet, deren man sich bei numerischen Rechnungen bedienen kann, indem die für Zwischenwerthe von $\frac{d}{t}$ und ω geltenden Beträge daraus leicht durch Interpolation zu finden sind.

Tabelle der Werthe von $\mu - 1 = \frac{\frac{d}{t}}{\sin\omega - \frac{d}{t}}$.

$\omega =$	15°	20°	25°	30°	40°	60°	90°
$\frac{d}{t} = {}^1/_{10}$ . . .	0,628	0,413	0,310	0,25	0,184	0,130	0,111
$\frac{d}{t} = {}^1/_{12}$ . . .	0,473	0,321	0,245	0,20	0,148	0,107	0,091
$\frac{d}{t} = {}^1/_{15}$ . . .	0,347	0,242	0,187	0,154	0,116	0,083	0,072
$\frac{d}{t} = {}^1/_{20}$ . . .	0,240	0,172	0,134	0,111	0,084	0,061	0,053
$\frac{d}{t} = {}^1/_{25}$ . . .	0,182	0,131	0,105	0,087	0,066	0,048	0,042

Es kann bemerkt werden, daß man wohl durch geeignete Abrundung oder Zuschärfung der Schaufelenden die Querschnittsveränderung durch die Schaufelstärken zu einer mehr allmäligen gestalten und daher die Verluste an lebendiger Kraft etwas mildern kann, doch wird hierdurch eine vollständige Beseitigung dieser Effectverluste nicht möglich sein, auch ist zu bedenken, daß durch die gedachten Zuschärfungen die Winkel α, β und δ geändert werden, und daher hierdurch die Bedingungen des stoßfreien Eintritts nicht mehr in aller Schärfe zutreffen. Es wird daher gerathen sein, die vier gedachten Verluste an Gefälle in Rechnung zu bringen, welche ihrer Aufeinanderfolge nach mit

z_{s_1} z_{s_2} für das Leitrad,

z_{s_3} z_{s_4} für das Laufrad,

und zusammen mit

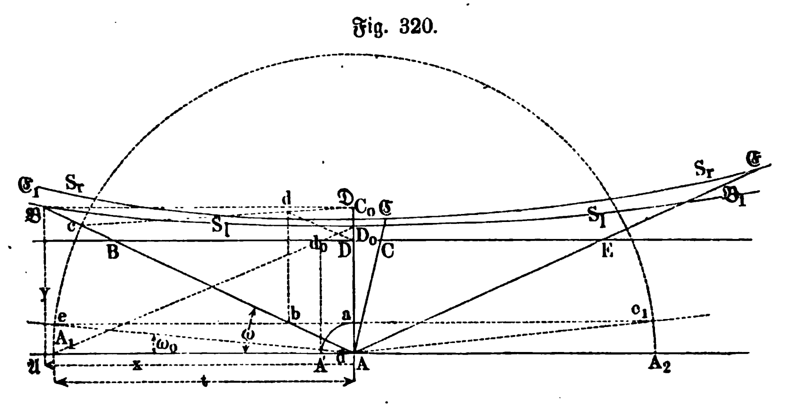
$$z_s = z_{s_1} + z_{s_2} + z_{s_3} + z_{s_4} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (97)$$

bezeichnet werden mögen.

Man kann die betreffenden Geschwindigkeiten, wie sie in Folge der Schaufeldicken erzeugt werden, auch leicht construiren. Es sei $DA = c_{ne}$,

Fig. 320, wieder die Geschwindigkeit des Wassers, mit welcher dasselbe durch den unverengten Querschnitt $A_1 A_2$ strömt, und es seien mit $AA_1 = t$ und $AA' = d$ Kreisbögen um A gezeichnet. Für irgend eine Schaufelneigung $BAA_1 = \omega$ erhält man dann mittelst der durch D gezogenen Parallelen zu $A_1 A_2$ in $BA = \frac{c_{ne}}{\sin \omega} = c$ die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser in dieser Richtung einen nicht durch Schaufeln verengten

Fig. 320.



Raum, also den Spalt durchströmt. Zieht man nun durch a ebenfalls eine Parallele ab zu $A_1 A_2$, so ist $bA = \frac{d}{\sin \omega}$ und $bc = t - \frac{d}{\sin \omega}$, daher die normale Geschwindigkeit c'_{ne} senkrecht zu $A_1 A_2$ für diese Neigung in $\mathfrak{D}A = c'_{ne}$ erhalten wird, wenn man $\mathfrak{D}A = \frac{cA}{cb} DA$ construirt. Hierzu zieht man durch D die Gerade Dd parallel zu der Schaufelneigung AB und durch b parallel zu AD, dann schneidet die Verbindungslinie cd in $\mathfrak{D}$ von A aus die gesuchte Normalgeschwindigkeit

$$\mathfrak{D}A = \frac{cA}{cb} db = \frac{t}{t - \frac{d}{\sin \omega}} c_{ne} = \mu c_{ne} = c'_{ne}$$

ab. Zieht man noch durch $\mathfrak{D}$ eine Parallele mit $A_1 A_2$, so erhält man in $\mathfrak{B}A = \frac{c'_{ne}}{\sin \omega} = \mu c = c'$ die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser den Canal an derjenigen Stelle durchströmt, an welcher derselbe unter dem Winkel ω gegen die Umfangsfläche geneigt ist. Für $\omega = 90^0$, also für die Anfangsstücke der Leitschaufeln, welche man bei axialen Turbinen vertical und bei inneren Radialturbinen radial endigen läßt, erhält man die Ge-

schwindigkeit c'_n in $D_0 A$, wenn man durch A' eine Parallele mit DA und durch D eine Parallele mit $A_1 A_2$ zieht und A_1 mit d_0 verbindet.

Verlängert man ferner ab bis zum Durchschnitt e mit dem Kreisbogen $A_1 c$, so erhält man in eA diejenige Richtung der Schaufel, bei welcher eine vollständige Versperrung der Oeffnung durch die Schaufeldicke stattfinden würde, und für welche die Construction natürlich zu einer unendlich großen Geschwindigkeit führen müßte. Der Werth dieses Neigungswinkels ω_0, von welchem man selbstredend möglichst entfernt bleiben muß, ist nach der Figur durch $\sin \omega_0 = \frac{d}{t}$ gegeben, und würde beispielweise bei 24 Schaufeln, also einer Theilung $t = \frac{2 \pi r}{24}$ und einer Stärke $d = 0{,}020\, r$ durch

$$\sin \omega_0 = \frac{0{,}02 \,.\, 24}{2 \,.\, \pi} = 0{,}0764 \text{ zu } \omega_0 = 4^1/_2{}^0$$

gegeben sein.

Denkt man sich die hier für die beliebige Neigung BA angegebene Construction für alle möglichen Neigungswinkel zwischen ω_0 und $180^0 - \omega_0$, also für alle Richtungen zwischen eA und $e_1 A$ in gleicher Art durchgeführt, so legen alle so erhaltenen Punkte $\mathfrak{B}$ eine gewisse Curve $\mathfrak{B}\mathfrak{D}_0\mathfrak{B}_1$ fest, welche die Eigenschaft besitzt, daß jeder von A aus an dieselbe gezogene Fahrstrahl wie $A\mathfrak{B}$ in seiner Länge die Geschwindigkeit des Wassers in dieser Richtung darstellt, welches den unverengten Querschnitt daselbst mit der dazu normalen Geschwindigkeit $DA = c_n$ durchströmen würde. Diese Curve, welche leicht als eine Hyperbel*) zu erkennen ist, deren eine Hauptaxe mit $A\mathfrak{D}$ zusammenfällt und deren Asymptoten mit Ae und Ae_1 parallel sind, ändert sich sowohl mit der Theilung t, also dem Halbmesser r und der Schaufelzahl s, als auch mit der Schaufeldicke d. Für Axialturbinen hat man daher für irgend einen Cylinderschnitt im Abstand r eine

*) Daß die Curve $\mathfrak{B}A\mathfrak{B}_1$ eine Hyperbel ist, folgt aus der Figur, nach welcher

$$\mathfrak{B}\mathfrak{A} = y = \mathfrak{D}A = \frac{cA}{cb} DA = \frac{t}{t - \frac{d}{\sin \omega}} c_{ne} = \frac{t}{t - \frac{d}{y}\sqrt{x^2 + y^2}} c_{ne}$$

ist, wenn man

$$\frac{1}{\sin \omega} = \frac{\mathfrak{B}A}{\mathfrak{A}A} = \frac{\sqrt{x^2 + y^2}}{y}$$

setzt. Hieraus erhält man

$$yt - d\sqrt{x^2 + y^2} = t c_{ne}$$

oder

$$x^2 d^2 - y^2 (t^2 - d^2) + 2 y c_{ne} t = t^2 c_{ne}^2$$

die Gleichung einer Hyperbel.

solche Curve S_l für das Leitrad, welche für alle Querschnitte, also den Eintrittsquerschnitt wie für den Austrittsquerschnitt des Leitrades gilt, während dem Laufrade in diesem Cylinderschnitte eine andere, gleichfalls für alle Querschnitte gültige Hyperbel S_r entspricht. Nur wenn die Schaufelzahlen s_l und s_r übereinstimmen, und auch die Schaufeldicken d_l und d_r gleich sind, gilt eine und dieselbe Schaufelcurve für alle Querschnitte durch das Leit- und Laufrad, natürlich immer nur für den der Axe concentrischen cylindrischen Umfang vom Halbmesser r, für welchen die zu Grunde gelegte Theilung t verstanden ist.

Bei den Radialturbinen dagegen sind die den Eintritts- und Austrittsstellen des Leit- wie Laufrades zugehörigen Hyperbeln S_{le} und S_{la}, S_{re} und S_{ra} immer von einander verschieden, und nur bei gleicher Schaufelzahl und Stärke darf man die Hyperbel S_{la} für den Austritt aus dem Leitrade mit derjenigen S_{re} für den Eintritt in das Laufrad als übereinstimmend ansehen, da die beiden zugehörigen Halbmesser sich nur um die immer sehr geringe Breite des Spaltes unterscheiden.

Nach dem Vorhergehenden erhält man nun aus der Figur ein deutliches Bild von dem Vorgange beim Passiren des Wassers durch die Canäle des Leit- und Laufrades. Es sei, Fig. 320, in $\mathfrak{B} D_0 \mathfrak{B}_1$ die dem Leitrade einer Axialturbine zugehörige Hyperbel S_l in vorgedachter Weise gezeichnet, und ebenso soll $\mathfrak{C} C_0 \mathfrak{C}_1$ diese Curve S_r für die Stärken der Laufradschaufeln sein. Die normale Durchgangsgeschwindigkeit c_n durch den Spalt ist durch DA dargestellt, und ebenso groß ist wegen der Gleichheit der Oeffnungen auch die verticale Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser oberhalb im Zuführungsrohre an den Anfängen der Leitschaufeln ankommt, ebenso wie diejenige Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser unmittelbar nach dem Verlassen des Rades in dem durch Schaufeln nicht mehr verengten Abführungsrohre fortströmt. Beim Eintreten des Wassers in das Leitrad wird daher die Geschwindigkeit plötzlich von dem Betrage $c_n = DA$ auf denjenigen $D_0 A$ erhöht, und es findet ein Verlust an Gefälle statt:

$$h_{s_1} = \frac{D_0 D^2}{2g} = \frac{c_n^2}{2g} (\mu_1 - 1)^2.$$

Hierauf wird die Geschwindigkeit von dem Betrage $D_0 A = c'_n$ durch die stetige Krümmung der Leitschaufeln ohne Verluste (wenn von den Reibungswiderständen hier zunächst abgesehen wird) in die Geschwindigkeit $c'_e = \mathfrak{B} A$ übergeführt, welche der Richtung BA des letzten Leitschaufelelements entspricht. In dem Augenblicke, in welchem das Wasser aus den Leitcanälen austritt, um in den Spalt zu gelangen, wird die Geschwindigkeit $c'_e = \mathfrak{B} A$ sofort auf den Betrag $c_e = BA$ verringert, welche dem durch

Schaufeln nicht verengten Raume im Spalte entspricht. Mit dieser plötzlichen Geschwindigkeitsveränderung ist wiederum ein Verlust an Gefälle

$$h_{s_2} = \frac{\mathfrak{B} B^2}{2g} = \frac{(c_e' - c_e)^2}{3g} = \frac{c_e^2}{2g}(\mu_2 - 1)^2$$

verknüpft, wenn $c_e = BA$ wie in den früheren Paragraphen die Geschwindigkeit bedeutet, mit welcher das Wasser dem Rade durch den Spalt in der Richtung BA zufließt.

Hat nun das erste Radschaufelelement die Richtung CA, so hat man nach dem Früheren dem Eintrittsumfange die Geschwindigkeit $v_e = BC$ zu geben, und das Wasser würde seinen Lauf durch das Rad mit der relativen Geschwindigkeit $w_e = CA$ längs der Schaufel beginnen, wenn die Radschaufeln unendlich dünn wären. Wegen der Dicke derselben aber ist diese Anfangsgeschwindigkeit durch $\mathfrak{C}A = w_e'$ dargestellt, es muß also unmittelbar nach dem Eintritte des Wassers in das Rad die Geschwindigkeit des ersteren von $CA = w_e$ auf $\mathfrak{C}A = w_e'$ erhöht werden, wodurch ein dritter Stoßverlust

$$h_{s_3} = \frac{\mathfrak{C} C^2}{2g} = \frac{w_e^2}{2g}(\mu_3 - 1)^2$$

entsteht.

Durch die Wirkung des Reactionsgefälles wird nun die anfängliche relative Geschwindigkeit erhöht, und zwar kommt das Wasser, wenn EA die Richtung des letzten Schaufelelements angiebt, mit einer Geschwindigkeit $w_a' = \mathfrak{E}A$ an der Radmündung an, welche durch den Fahrstrahl von A bis an die Hyperbel S_r gegeben ist. In dem Momente jedoch, in welchem das Wasser das Rad verläßt, um in den nicht mehr durch Schaufeldicken verengten Raum des Abführungsgerinnes einzutreten, wird die Geschwindigkeit wieder auf die Größe $EA = w_a$ verringert, so daß, da die Componente DE dieser relativen Geschwindigkeit gleich der Radgeschwindigkeit v_a gemacht wurde, das Wasser mit der absoluten Geschwindigkeit $c_a = DA$ das Rad verläßt. Mit dieser letzten Geschwindigkeitsveränderung ist ein vierter Verlust an Gefällhöhe

$$h_{s_4} = \frac{\mathfrak{E} E^2}{2g} = \frac{w_a^2}{2g}(\mu_4 - 1)^2$$

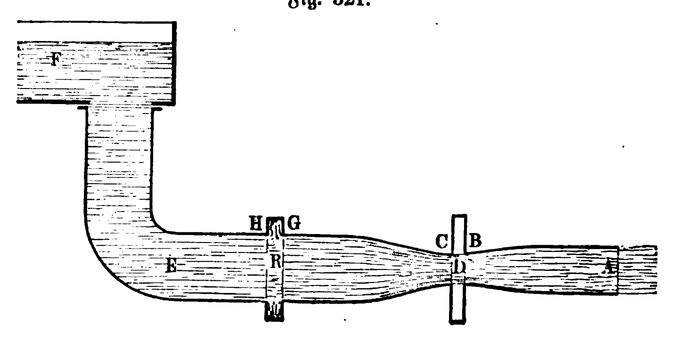
verbunden.

Aus der vorstehenden Darlegung erkennt man, daß der Einfluß der Schaufelstärken in der Vernichtung eines gewissen Theils vom gesammten Gefälle h erkannt werden muß, und daß vorzugsweise hierdurch, sowie durch die in dem Folgenden noch zu betrachtenden Reibungswiderstände das vorhandene Gefälle h um eine gewisse oben mit z bezeichnete Höhe verkleinert und auf den Betrag des wirksamen Gefälles $h_w = h - z$ herabgezogen

wird. Dagegen sind die Schaufeldicken und Schaufelzahlen ohne Einfluß auf die Größe des durch Reaction wirksam gemachten Theils von dem wirksamen Gefälle h_w, denn die Betrachtung ergab, daß auch unter Berücksichtigung der Schaufelstärken das Wasser aus dem Spalte mit einer Geschwindigkeit $c_e = BA$ in das Rad tritt, und daß ferner die relative Geschwindigkeit durch das Reactionsgefälle von der Größe $w_e = CA$ auf diejenige $w_a = EA$ gebracht werden muß, genau so, wie die frühere Untersuchung unter Vernachlässigung der Schaufelstärken auch ergab. Diese Stärken haben daher auch auf das gegenseitige Verhältniß der Größen c_e, v, w_e und w_a keinen Einfluß, wohl aber werden durch die Schaufeldicken, weil ein Theil des Gefälles vernichtet wird, diese Geschwindigkeiten sämmtlich in einem gewissen für alle gleichen Verhältnisse verkleinert.

§. 124. Einfluss der Schaufeldicken bei den Druckturbinen. In etwas anderer Weise ist der Einfluß der Schaufeldicken bei den Rädern zu

Fig. 321.



beurtheilen, welche ohne Reaction arbeiten, weil bei denselben wegen des mangelnden Ueberdruckes das Wasser beim Durchgange durch den Spalt kein Bestreben zeigt, die ihm hier gebotene Erweiterung auszufüllen, ebenso wie auch das Wasser beim Austreten aus dem Rade ein solches Bestreben nicht zeigen wird, so lange wenigstens nicht, als das Rad frei über Wasser ausgießt. Wenn aber eine Actionsturbine unter Wasser geht, so sind die Verhältnisse wegen des in die leeren Räume der Canäle eintretenden Unterwassers derart verwickelt, daß eine Untersuchung nicht möglich ist, auch ist dann wohl nicht anzunehmen, daß die Turbine eine reine Druckturbine bleibt, vielmehr wird durch die Widerstände, welche das rücktretende Unterwasser den vorbeipassirenden Wasserstrahlen entgegensetzt, jedenfalls ein gewisser Ueberdruck in dem Spalte veranlaßt werden, um diese Widerstände zu überwinden.

Das verschiedene Verhalten, welches das Wasser beim Durchgange durch den Spalt von Reactionsrädern und reinen Druckturbinen zeigt, kann man sich etwa durch Fig. 321 veranschaulichen. Wenn hier aus dem Gefäße F durch die Röhre EDA Wasser bei A zum Abflusse in die Atmosphäre gelangt, so wird an der engsten Stelle CB das Wasser einen Ueberdruck über den atmosphärischen nicht besitzen und man kann daselbst das Rohr durch einen Sägenschnitt trennen, ohne daß das Wasser heraustritt. Dagegen wird an einer weiteren Stelle, wie bei G und H, wegen der geringeren Geschwindigkeit ein gewisser Ueberdruck vorhanden sein. Wollte man auch hier zwischen H und G durch einen Sägenschnitt das Rohr trennen, so würde durch denselben das Wasser mit einer dem Ueberdrucke entsprechenden Geschwindigkeit ausspritzen. Denkt man sich nun die Stellen zwischen B und C sowie G und H, anstatt sie zu durchschneiden, nur erweitert, so wird die Erweiterung R von dem Wasser vollständig erfüllt sein, wie der Spalt einer Reactionsturbine, während durch den erweiterten Raum D das Wasser in einem geschlossenen Strahle passirt, dessen Geschwindigkeit gar nicht von den Dimensionen der Erweiterung abhängt. In diesem Zustande befindet sich das Wasser beim Durchgange durch den Spalt einer reinen Druckturbine.

Für den Leitschaufelapparat, welcher auch bei den Druckturbinen immer vollständig gefüllte Canäle hat, gelten daher auch dieselben Betrachtungen, welche im vorhergehenden Paragraphen darüber angestellt sind. Insbesondere ist auch der Verlust an Gefälle h_{s_1}, welchen das Wasser beim Eintritte in den Leitapparat erfährt, hier ganz wie bei den Reactionsturbinen zu beurtheilen. Nur in Betreff des Austritts aus dem Leitrade findet hier ein abweichendes Verhalten statt. Es könnte nämlich die für das Leitrad nach Angabe des vorigen Paragraphen gezeichnete Hyperbel S_1 durch den in der Richtung des letzten Schaufelelements gezogenen Fahrstrahl (BA in Fig. 320) die Austrittsgeschwindigkeit des Wassers nur in dem Falle angeben, wenn die vorhandene Austrittsöffnung nicht durch die Dicken der fast unmittelbar davor stehenden Radschaufeln versperrt würde. Eine derartige Versperrung ist auch in der That bei einer solchen Stellung des Laufrades nicht vorhanden, in welcher die Radschaufelenden durch die Enden der Leitschaufeln gedeckt sind, so daß in einem solchen Augenblicke thatsächlich das Wasser mit der durch die gedachte Hyperbel S_1 angegebenen Geschwindigkeit austritt. Während des größten Theils der Zeit jedoch wird jede Radschaufel eine Versperrung der Leitradcanäle bewirken und die Folge dieser Versperrung muß die sein, daß das Wasser durch den verengten Raum mit einer größeren Geschwindigkeit strömt, als unmittelbar dahinter in dem Querschnitte, wo die Versperrung noch nicht stattgefunden hat. Bezeichnet man etwa mit σ das Verhältniß des unversperrten Querschnitts F_0

eines Canals zu dem durch die Radschaufeln versperrten Querschnitte F_σ, setzt also

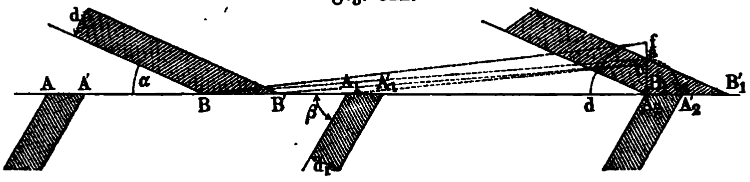
$$\frac{F_0}{F_\sigma} = \sigma \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (98)$$

so wird die Geschwindigkeit c_l, mit welcher das Wasser am Ende des Leitcanals anlangt, plötzlich in die größere Geschwindigkeit σc_l verwandelt und es entsteht hierdurch ein Verlust an Gefälle

$$z_{s_2} = \frac{c_l^2}{2g}(\sigma - 1)^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (99)$$

Es handelt sich also zunächst darum, den Werth dieses Versperrungscoefficienten $\sigma = \frac{F_0}{F_\sigma}$ zu ermitteln. Sind B und B_1, Fig. 322, zwei Leitradschaufeln von der Dicke d_l und A, A_1 und A_2 einige Laufradschaufeln

Fig. 322.



von der Dicke d_r, so hat man, unter α und β die betreffenden Neigungswinkel verstanden, die freie, im Umfange gemessene Lichtweite eines Leitcanals

$$B'B_1 = t_l - \frac{d_l}{\sin\alpha} = l,$$

wogegen die versperrende Breite einer Laufradschaufel durch

$$A_1 A_1' = \frac{d_r}{\sin\beta}$$

gegeben ist. Würden sämmtliche s_r Radschaufeln bei ihrer Bewegung stets unter freien Oeffnungen der s_l Leitradcanäle stehen, so würde die ganze Oeffnung des Leitrades

$$F_l = s_l \, . \, l = s_l\left(t_l - \frac{d_l}{\sin\alpha}\right)$$

um den Betrag

$$s_r \, . \, A_1 A_1' = s_r \frac{d_r}{\sin\beta}$$

versperrt werden. Dies ist nun aber nicht der Fall, denn jede Laufradschaufel versperrt in Wirklichkeit nur dann einen Leitcanal, wenn sie an der lichten Mündung

$$B'B_1 = l = t_l - \frac{d_l}{\sin\alpha}$$

vorübergeht, während eine Versperrung nicht stattfindet, wenn die Schaufel unter einer Leitradschaufel $BB' = \frac{d_l}{\sin\alpha}$ sich bewegt. Jede Radschaufel versperrt daher innerhalb einer beliebigen Zeit T nur während der Dauer

$$\frac{l}{t}\,T = \frac{B'B_1}{BB_1}\,T = \frac{t_l - \frac{d_l}{\sin\alpha}}{t_l}\,T,$$

und man hat, da es sich hier um einen durchschnittlichen Mittelwerth handelt, daher anzunehmen, daß jede Schaufel nur mit dem $\frac{l}{t_l}$-fachen der Breite AA' die Versperrung bewirkt. Man erhält demnach die versperrte Oeffnung des Rades

$$F_\sigma = F_l - s_r\,\frac{d_r}{\sin\beta}\,\frac{l}{t_l} = s_l\left(t_l - \frac{d_l}{\sin\alpha}\right) - s_r\,\frac{d_r}{\sin\beta}\left(\frac{t_l - \frac{d_l}{\sin\alpha}}{t_l}\right)$$

und es wird durchschnittlich jeder einzelne von den s_l Leitradcanälen um die Größe

$$\frac{s_r}{s_l}\,\frac{d_r}{\sin\beta}\,\frac{t_l - \frac{d_l}{\sin\alpha}}{t_l}\quad\ldots\ldots\quad(100)$$

versperrt. Da nun $t_l = \frac{2\pi r}{s_l}$ ist, so kann man auch schreiben:

$$F_\sigma = 2\pi r - s_l\,\frac{d_l}{\sin\alpha} - s_r\,\frac{d_r}{\sin\beta}\left(1 - \frac{s_l d_l}{2\pi r\sin\alpha}\right).$$

Man erhält daher den gesuchten Versperrungscoefficienten

$$\sigma = \frac{F_0}{F_\sigma} = \frac{2\pi r - s_l\,\frac{d_l}{\sin\alpha}}{2\pi r - s_l\,\frac{d_l}{\sin\alpha} - s_r\,\frac{d_r}{\sin\beta}\left(1 - \frac{s_l d_l}{2\pi r\sin\alpha}\right)}\quad(101)$$

Einfacher als durch Rechnung findet man die Größe der Versperrung durch Construction. Trägt man nämlich in B_1 die Strecke

$$B_1 a = A_2 A_2' = \frac{d_r}{\sin\beta}$$

an, zieht Ba und durch B' eine Parallele $B'c$ mit Ba, so findet man in

$$B_1 c = \frac{B'B_1}{BB_1}\,A_2 A_2' = \frac{t_l - \frac{d_l}{\sin\alpha}}{t_l}\,\frac{d_r}{\sin\beta}$$

die Versperrung, welcher jeder Leitcanal im Mittel ausgesetzt sein würde, wenn die Anzahl der Leitradschaufeln s_l gleich derjenigen s_r der Radschaufeln sein würde. Da dies nicht der Fall ist, so hat man noch die Strecke $B_1 c$ mit dem Verhältniß $\frac{s_r}{s_l} = \frac{t_l}{t_r}$ zu multipliciren, wozu man einfach A_1 mit c verbindet und durch B eine Parallele mit der Verbindenden $A_1 c$ zieht, welche in f die für jeden Leitcanal in Rechnung zu stellende Versperrung

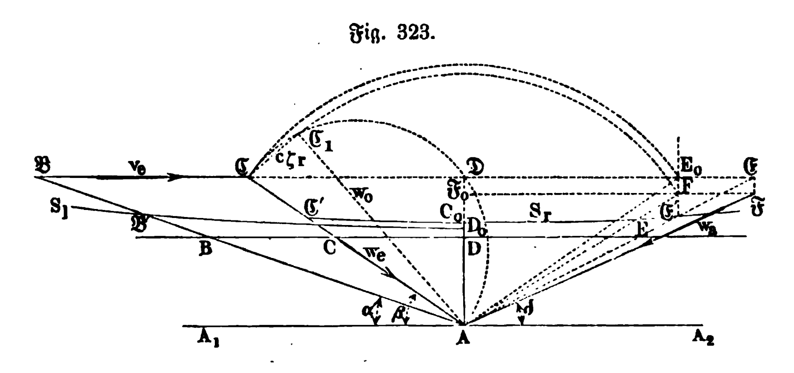
$$B_1 f = \frac{s_r}{s_l} \frac{t_l - \frac{d_l}{\sin \alpha}}{t_l} \frac{d_r}{\sin \beta} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (\text{I. } 100)$$

ergiebt. Man hat daher, wenn man noch $B_1 d = B_1 f$ macht, den Versperrungscoefficienten σ durch das Verhältniß

$$\frac{B' B_1}{B' d} = \sigma$$

gefunden.

Fig. 323.



Wenn nun wieder DA, Fig. 323, die normale Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers in den Leitschaufelapparat bedeutet und $D_0 \mathfrak{B}'$ stellt die den Schaufeldicken des Leitrades zugehörige Hyperbel S_l vor, so kommt das Wasser an der in der Richtung BA geneigten Ausmündung mit einer Geschwindigkeit $c_l = \mathfrak{B}' A$ an. Diese Geschwindigkeit wird nach dem soeben Gesagten im Augenblicke des Austritts plötzlich wegen der Versperrung durch die Radschaufeln auf den Betrag σc_l erhöht, welcher nach dem Vorstehenden leicht zu construiren ist und etwa durch $\mathfrak{B} A$ dargestellt sein mag. Durch die Versperrung wird daher ein Gefällverlust herbeigeführt, welcher durch

$$z_{s_2} = \frac{(\sigma - 1)^2}{2g} c_l^2 = \frac{\mathfrak{B}' \mathfrak{B}^2}{2g}$$

gegeben ist. Man hat nun diese vergrößerte Geschwindigkeit $\sigma c_1 = \mathfrak{B} A$ als die Eintrittsgeschwindigkeit c_e anzusehen, mit welcher das Wasser in das Rad gelangt. Die Geschwindigkeit des Eintrittsumfanges ist daher durch $\mathfrak{B}\mathfrak{C} = v_e$ gegeben, wenn $\mathfrak{C} A$ die Richtung des ersten Schaufelelements ist, und $\mathfrak{B}\mathfrak{C}$ parallel $A_1 A_2$ gezogen wird. In $\mathfrak{C} A$ hat man dann die relative Eintrittsgeschwindigkeit w_e. Da das Wasser ohne Ueberdruck eintritt, so wirkt auf die Geschwindigkeitsveränderung nur die Arbeit der Centrifugalkraft $\frac{v_a^2 - v_e^2}{2 g}$, und somit muß der Werth

$$\frac{w_a^2}{2g} - \frac{v_a^2 - v_e^2}{2g} = \frac{w_0^2}{2g}$$

gleich der unveränderten Größe $\frac{w_e^2}{2g}$ sein.

Beschreibt man daher mit $A\mathfrak{C} = w_e$ einen Kreisbogen um A, so schneidet derselbe eine im Abstande $\mathfrak{D} E_0 = \mathfrak{B}\mathfrak{C} = v_e$ von $A\mathfrak{D}$ mit dieser parallel gezogene Gerade in einem Punkte E_0, welcher in $E_0 A$ die Größe w_0 ergiebt. Wenn man daher noch auf der Geraden $\mathfrak{D} E_0$ die Strecke $\mathfrak{D}\mathfrak{E} = v_a = \frac{r_a}{r_e} \mathfrak{B}\mathfrak{C}$ abträgt, so erhält man in $\mathfrak{E} A A_2 = \delta$ den Winkel, unter welchem das Ende der Radschaufel gegen den Austrittsumfang zu neigen ist. In welcher Art die Reibung des Wassers in den Radschaufeln, durch welche eine Verkleinerung der Geschwindigkeit w_e veranlaßt wird, auf den Winkel δ von Einfluß ist und zu einer entsprechenden Correctur von δ nöthigt, wird in §. 126 angegeben.

Man ersieht hieraus, daß bei den Actionsturbinen in Folge der Schaufeldicken nur eine zweimalige Geschwindigkeitsveränderung und zwar jedesmal eine Vergrößerung stattfindet, nämlich beim Eintritte in den Leitapparat im Betrage $D_0 D$, und beim Austritte aus demselben um die Größe $\mathfrak{B}'\mathfrak{B}$. Diese beiden Veränderungen bringen die Effectverluste

$$h_{s_1} = \frac{D_0 D^2}{2g} \text{ und } h_{s_2} = \frac{\mathfrak{B}'\mathfrak{B}^2}{2g}$$

hervor. Dagegen treten die beiden Geschwindigkeitsveränderungen, welche bei Reactionsturbinen den Eintritt in das Rad und den Austritt aus demselben begleiten, bei den Actionsturbinen nicht auf, und deswegen fallen bei ihnen auch die beiden Verluste h_{s_3} und h_{s_4} fort. Von diesem Verhalten überzeugt man sich leicht aus der Figur, wenn man noch die den Stärken der Radschaufeln zugehörige Hyperbel $\mathfrak{C}' C_0 \mathfrak{C}'$ zeichnet, deren Fahrstrahlen die gleichgerichteten Geschwindigkeiten unter der Annahme vollständig erfüllter Radcanäle angeben. Man erkennt, daß sowohl die wirkliche Eintrittsgeschwindigkeit $\mathfrak{C} A = w_e$ als auch die Austrittsgeschwindigkeit

$\mathfrak{C}A = w_a$ jede größer ist, als der betreffende Fahrstrahl $\mathfrak{C}'A$ und $\mathfrak{C}'A$, dessen Größe die Geschwindigkeit nur zu haben brauchte, wenn der Radcanal gänzlich erfüllt wäre. Man folgert hieraus daher weiter, daß der durch einen Radcanal passirende Strahl von dem ersteren an jeder Stelle nur einen gewissen Theil des Querschnitts einnehmen wird, welcher sich zum daselbst vorhandenen Querschnitte verhält wie der betreffende Fahrstrahl an die Hyperbel zu der wirklichen relativen Geschwindigkeit an dieser Stelle. Beim Eintritte in das Rad sind daher dessen Canäle nur in dem Verhältnisse $\frac{\mathfrak{C}'A}{\mathfrak{C}A}$ und beim Austritte nur in dem Verhältnisse $\frac{\mathfrak{C}'A}{\mathfrak{C}A}$ erfüllt, ein Verhalten, welches bei der Verzeichnung der sogenannten Rückschaufeln (s. weiter unten) zu beachten ist.

§. 125. **Bewegungswiderstände des Wassers.** Bei der Bewegung des Wassers durch die Zuführungsröhre, den Leitschaufelapparat, die Radcanäle und das Abführungsrohr findet das Wasser gewisse Reibungswiderstände, welche zu ihrer Ueberwindung einen entsprechenden Theil des Gefälles erfordern, der für die Wirksamkeit des Wassers von vornherein in Abzug gebracht werden muß. Diese Widerstände entstehen hauptsächlich durch die Reibung des Wassers an den Röhren- und Canalwänden, sowie aus den Krümmungen des Wasserweges in den Schaufeln, und man hat diese Hindernisse nach den in Thl. I, Abschn. VII angegebenen Regeln zu bestimmen. Alle diese Widerstände sind abhängig von der Geschwindigkeit c, mit welcher das Wasser durch die betreffenden Räume sich bewegt, und zwar sind sie direct proportional mit dem Quadrate dieser Geschwindigkeit, d. h. also mit der zugehörigen Geschwindigkeitshöhe $\frac{c^2}{2g}$. Außerdem ist nach Thl. I der Reibungswiderstand in Röhren dem Verhältniß $\frac{l}{d}$ der Länge zum Durchmesser proportional, während der durch Krümmungen hervorgerufene Widerstand vornehmlich von dem Verhältniß $\frac{a}{r}$ abhängig ist, in welchem die halbe lichte Weite a zu dem Krümmungshalbmesser r des Canals steht. Hieraus erkennt man, wie wichtig es ist, bei jeder Krümmung den Halbmesser r derselben thunlichst groß anzunehmen. Nach den an der angezeigten Stelle angegebenen Formeln und Tabellen kann man nun in jedem Falle den Coefficienten ζ bestimmen, welcher die durch den Widerstand in dem betreffenden Theile verloren gehende Gefällhöhe $\zeta \frac{c^2}{2g}$ ergiebt. Als die hierbei in Betracht kommende Geschwindigkeit c gilt bei allen ruhenden Leitungen, also bei dem Zu- und Abführungsrohre, sowie bei den Leitrad-

zellen die **absolute Geschwindigkeit** des Wassers, während der Widerstand, dem das Wasser beim Durchgange durch die Radcanäle begegnet, von der **relativen Geschwindigkeit** des Wassers in diesen Canälen abhängt, weil offenbar nur diese relative Bewegung eine Verschiebung der Wassertheilchen an einander und an den Canalwandungen zur Folge hat, wogegen die Umdrehungsbewegung des Wassers zugleich mit der Schaufel auf diese Verschiebungen ganz ohne Einfluß ist.

Auf die einzelnen Reibungswiderstände eingehend, ist zunächst zu bemerken, daß die in der Zuleitungsröhre auftretenden Widerstände wegen der meist geringen Geschwindigkeit daselbst in der Regel nur klein sein werden, und daß ein Gleiches von den Reibungswiderständen im Abflußrohre gesagt werden kann. Die letzteren fallen natürlich ganz weg, wenn die Turbine in oder unmittelbar über dem Unterwasser arbeitet und eine Unterwassersäule gar nicht vorhanden ist. Ebenso wird man bei gewöhnlichen Niederdruckturbinen mit geringem Gefälle, denen das Wasser aus einem offenen Gerinne direct zufließt, den Widerstand in der Zuleitung als unbeträchtlich außer Acht lassen dürfen. Nur bei Rohrturbinen mit einem höheren Gefälle repräsentirt dieser Widerstand an sich eine bemerkliche Größe, welche aber in Anbetracht der dann großen Gefällhöhe wiederum auf den Wirkungsgrad nur geringen Einfluß ausübt. Nimmt man beispielsweise in der Zuleitungsröhre eine Geschwindigkeit $c_0 = 1 \cdot \text{m}$ an, wofür nach Thl. I der Coefficient ζ den Werth 0,024 hat, so beträgt für je 1 m Gefälle, also auch 1 m Länge der Zuführungsröhre und bei einem Durchmesser derselben von etwa 0,5 .m die Verlusthöhe nur

$$\zeta \frac{l}{d} \frac{c_0^2}{2g} = 0{,}024 \frac{1}{0{,}5} \frac{1}{2 \, . \, 9{,}81} = 0{,}0025 \text{ m},$$

oder nur $^1/_4$ Proc. der ganzen Gefällhöhe. Dagegen sind die Widerstände des Wassers beim Durchgange durch die Zellen des Leitrades und Laufrades erheblich größer, weil hier die Geschwindigkeit des Wassers meist beträchtlich ist. Diese Canäle haben einen rechteckigen Querschnitt, dessen mittlere Weite senkrecht zur Schaufelcurve gleich a und dessen Breite gleich b sein mag, wobei diese Breite radial bei den Axialturbinen und axial bei den Radialturbinen zu messen ist. Ist ferner l die Länge der Mittellinie eines solchen Radcanals, so kann man den Reibungswiderstand in einem solchen wie den einer Röhre nach der obigen Formel bestimmen, wenn man darin für $\frac{1}{d}$ den Werth (s. Thl. I)

$$\frac{1}{4} \frac{\pi d}{\pi \frac{d^2}{4}} = \frac{1}{4} \frac{\text{Umfang}}{\text{Inhalt}} = \frac{2(a + b)}{4ab} = \frac{a + b}{2ab}$$

setzt. Das Verhältniß $\frac{a}{b}$ schwankt bei den verschiedenen Turbinenausführungen etwa zwischen den Werthen $\frac{1}{2}$ bis $\frac{1}{4}$, während die Länge eines Canals l je nach den Neigungswinkeln zwischen $4a$ und $8a$ zu liegen pflegt. Wenn man nun für den Coefficienten ζ, der allgemein durch die empirische Formel

$$\zeta = 0{,}01439 + \frac{0{,}0094711}{\sqrt{c}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (102)$$

dargestellt ist, welcher also beispielsweise für $c = 3$ m zu 0,0199 und für $c = 15$ m zu 0,0168 sich berechnet, für Turbinen einen mittleren Werth von 0,018 einführt, so kann man für den Reibungscoefficienten

$$\varphi = 0{,}018\,\frac{a+b}{2ab}\,l \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (103)$$

die folgende Tabelle berechnen.

Tabelle der Reibungscoefficienten $\varphi = 0{,}018\,\frac{a+b}{2ab}\,l$.

$l =$	$4a$	$5a$	$6a$	$8a$	$8a$ Actionsturbinen
$\frac{a}{b} = \frac{1}{2}$	0,054	0,068	0,081	0,108	0,072
$\frac{a}{b} = \frac{1}{3}$	0,048	0,060	0,072	0,096	0,060
$\frac{a}{b} = \frac{1}{4}$	0,045	0,056	0,068	0,090	0,054
im Mittel	0,05	0,06	0,075	0,10	0,06

Hierbei kann bemerkt werden, daß die großen Längen der Canäle der fünften Spalte ($l = 8a$) vornehmlich bei den Actionsturbinen mit sackförmigen Schaufeln vorkommen, bei denen der Reibungswiderstand deswegen kleiner ist, weil bei ihnen der Wasserstrahl die convexe Wandfläche gar nicht berührt. Mit Rücksicht hierauf hat man

$$\varphi = \zeta\,\frac{2a+b}{4ab}\,l \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (104)$$

und erhält durch diese Formel die in der sechsten Spalte angeführten für Actionsturbinen und für $l = 8a$ geltenden Werthe. Nach dieser Tabelle

wird man daher im Durchschnitt einen Reibungscoefficienten φ zwischen 0,05 und 0,08 für den Durchgang des Wassers durch die Leitzellen sowie die Radcanäle annehmen dürfen.

Da der Durchgang des Wassers durch die Canäle mit veränderlicher Geschwindigkeit geschieht, so wird man in dem allgemeinen Ausdrucke für die Widerstandshöhe $\varphi \frac{c^2}{2g}$, welche durch die Reibung aufgezehrt wird, für c einen mittleren Werth zwischen der kleinsten Geschwindigkeit c_1 und der größten c_2 in Rechnung zu stellen haben. Meistens wird man, wenn diese Geschwindigkeiten nicht gar zu sehr von einander abweichen, für c das arithmetische Mittel $\frac{c_1 + c_2}{2}$ annehmen und den Reibungsverlust gleich $\varphi \frac{1}{2g} \left(\frac{c_1 + c_2}{2}\right)^2$ setzen können, bei größerer Verschiedenheit dagegen wird man durch den Ausdruck

$$\varphi \frac{1}{2g} \frac{c_1^2 + c_2^2}{2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (105)$$

eine größere Annäherung an den wahren Werth erhalten. Die hierin für c_1 und c_2 einzuführenden Werthe sind nach dem Vorstehenden leicht zu finden. Wenn wieder c_{ne} die normale Durchflußgeschwindigkeit durch den Spalt bedeutet, dessen Halbmesser r_e ist und r_o stellt den Halbmesser des Kreises vor, in welchem die Leitschaufeln beginnen, so ist die Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers in den Leitapparat durch $c_1 = \frac{r_e}{r_o} c_{ne}$ und die Austrittsgeschwindigkeit aus demselben durch $c_2 = \frac{c_{ne}}{\sin \alpha}$ gegeben, wenn man den Einfluß der Schaufelstärken unbeachtet läßt. Will man die letzteren indessen berücksichtigen und hat man für den Eintritts- und Austrittsumfang des Leitapparats die den Schaufelstärken entsprechenden Werthe μ_{le} und μ_{la} nach §. 124 bestimmt, so hat man genauer die gedachten Geschwindigkeiten

$$c_2 = \mu_{le} \frac{r_e}{r_o} c_{ne} \text{ und } c_1 = \mu_{la} \frac{c_{ne}}{\sin \alpha},$$

so daß man, wenn φ_l den für die Leitschaufeln anzunehmenden Reibungscoefficienten bedeutet, die Reibung des Leitrades zu

$$z_{\zeta l} = \varphi_l \frac{\mu_{la}^2 \frac{1}{\sin^2 \alpha} + \mu_{le}^2 \frac{r_e^2}{r_o^2}}{2} \frac{c_{ne}^2}{2g}$$

$$= \varphi_l \frac{\mu_{la}^2 + \left(\mu_{le} \frac{r_e}{r_o} \sin \alpha\right)^2}{2} \frac{c_e^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (106)$$

findet, wenn c_e die Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers in das Rad bedeutet, deren Größe nach den §§. 117 und 119 festgestellt ist. In gleicher Art erhält man den Reibungswiderstand für die Radzellen, wenn man die relative Eintrittsgeschwindigkeit $w'_e = \mu_{re} w_e$ für c_2 und die relative Austrittsgeschwindigkeit $w'_a = \mu_{ra} w_a$ für c_1 einführt. Da man, wenn r_a den Austrittshalbmesser, β den Neigungswinkel des ersten und δ denjenigen des letzten Schaufelelements bedeutet,

$$r_e w_e \sin\beta = r_a w_a \sin\delta$$

hat, also

$$w_a = \frac{r_e}{r_a} \frac{\sin\beta}{\sin\delta}$$

ist, so erhält man die Widerstandshöhe für die Radzellen:

$$z_{\zeta r} = \varphi_r \frac{\mu_{ra}^2 \frac{r_e^2}{r_a^2} \frac{\sin^2\beta}{\sin^2\delta} + \mu_{re}^2}{2} \frac{w_e^2}{2g}$$

$$= \varphi_r \frac{\left(\mu_{ra}\, v\, \frac{\sin\beta}{\sin\delta}\right)^2 + \mu_{re}^2}{2} \left(\frac{\sin\alpha}{\sin\beta}\right)^2 \frac{c_e^2}{2g} \quad . \; . \quad (107)$$

Diese Gleichungen können dazu dienen, die Reibungswiderstände des Wassers beim Durchgange durch die Canäle zu bestimmen, nachdem man c_e festgestellt hat, was mit Hülfe der Gleichungen (32) in §. 117 und (55) in §. 119 geschieht.

Um auch auf graphischem Wege die Reibungswiderstände zu ermitteln, hat man nur die betreffende mittlere Geschwindigkeit zwischen $\mu_{le} \frac{r_e}{r_a} c_n$ und $\mu_{la} c_e$ für das Leitrad und zwischen $\mu_{re} w_e$ und $\mu_{ra} w_a$ für das Laufrad mit den Werthen $\sqrt{\varphi_l}$ und bezw. $\sqrt{\varphi_r}$ zu multipliciren, und zu den hierdurch erhaltenen Strecken aus dem Gefällmaßstabe die zugehörigen Gefälle zu entnehmen. Der Werth von $\sqrt{\varphi}$ wird, der Größe von φ zwischen 0,05 und 0,08 entsprechend, zwischen 0,22 und 0,28 zu wählen sein. In welcher Art diese Ermittelung geschehen kann, wird aus dem folgenden Paragraphen sich ergeben.

§. 126. **Der hydraulische Wirkungsgrad.** Nachdem in den vorhergehenden Paragraphen die Verluste an Gefälle ermittelt worden sind, denen das Wasser in Folge der Schaufeldicken und wegen der Reibung an den Canalwandungen unterworfen ist, läßt sich nunmehr die von dem Wasser zu erwartende Leistung feststellen. Es soll hier zunächst noch von den Widerständen der Zapfenreibung und den durch die Kraftübertragung durch Zahnräder oder Riemen veranlaßten Hindernissen abgesehen werden, indem diese

Widerstände später besprochen werden sollen. Vielmehr mögen nur die im Vorstehenden betrachteten hydraulischen Widerstände ins Auge gefaßt werden, und dem entsprechend soll unter dem hydraulischen Wirkungsgrade η_h das Verhältniß der von dem Wasser auf das Turbinenrad übertragenen mechanischen Arbeit zu der absoluten Leistungsfähigkeit verstanden werden, welche dem Wasser vermöge des vorhandenen Gefälles h innewohnt. Wie aus dem Früheren folgt, ist dieser Wirkungsgrad gegeben durch

$$\eta_h = \frac{h_n}{h} = \frac{h_w - \frac{c_a^2}{2g}}{h} = \frac{h - z - \frac{c_a^2}{2g}}{h} \quad . \quad . \quad . \quad (108)$$

worin c_a die dem Wasser bei seinem Austritte aus dem Rade noch verbleibende absolute Geschwindigkeit bedeutet. Unter z ist die durch die gedachten Nebenhindernisse aufgezehrte Gefällhöhe verstanden, welche in den vorstehenden Rechnungen immer von vornherein in Abzug gebracht wurde, so daß für die Verhältnisse der Turbine nicht mit dem ganzen vorhandenen Gefälle h, sondern nur mit dem in der That zur Wirkung kommenden wirksamen Gefälle $h_w = h - z$ gerechnet wurde. Nun war zwar von vornherein die Größe dieses Gefällverlustes z noch nicht bekannt, und es mußte für diese Größe eine gewisse erfahrungsmäßige Voraussetzung gemacht werden, etwa diejenige, daß diese Verlusthöhe 15 bis 20 Proc. der vorhandenen Gefällhöhe betrage, so daß man als wirksame Gefällhöhe h_w gleich 0,85 h bis 0,80 h in die Rechnung zu setzen hatte. Durch diese allerdings in gewissem Grade willkürliche Annahme wird indessen, wie sich sogleich ergeben wird, der Werth der Rechnungsresultate durchaus nicht beeinträchtigt, wohl aber die Ausführung der Rechnung ungemein erleichtert und die Form der zu Grunde gelegten Gleichungen vereinfacht.

Es möge nämlich für die Turbine, welche nach dem Vorangegangenen für eine angenommene wirksame Gefällhöhe h_w etwa gleich 0,8 h berechnet worden ist, nunmehr die genaue Ermittelung der Reibungswiderstände vorgenommen werden, wozu die drei vorhergehenden Paragraphen die Anleitung geben. Es seien alsdann alle diese Gefällverluste, welche durch die Schaufeldicken und die Reibungen im Zu- und Abführungsrohre, sowie im Leit- und Laufrade entstehen, zu einer resultirenden Verlusthöhe addirt. Gesetzt nun, diese Verlusthöhe ergebe einen Werth, welcher zufällig gerade mit dem von vornherein für z angenommenen übereinstimmt, also bei der erwähnten Annahme gleich 0,2 h ist, so können alle durch die Rechnung ermittelten Resultate direct als endgültige angesehen werden. Wenn aber, wie es gewöhnlich der Fall sein wird, diese Uebereinstimmung zwischen dem angenommenen und dem berechneten Werthe nicht stattfindet, so hat man nur nöthig, schließ-

lich eine einfache Reduction der erhaltenen Resultate vorzunehmen. Gesetzt, man hat für die Rechnung $h_w = 0{,}8\,h$, also $z = 0{,}2\,h$ angenommen, und findet nachher durch die genaue Bestimmung $z = 0{,}15\,h$, so schließt man einfach daraus, daß die berechneten Resultate genaue Gültigkeit haben für eine Turbine mit dem Gefälle $0{,}8\,h + 0{,}15\,h = 0{,}95\,h$. Da nun aber das wirkliche Gefälle h ist, so hat man nur alle berechneten Gefällhöhen mit dem Coefficienten $\frac{1}{0{,}95} = 1{,}053$, also alle Geschwindigkeiten mit der Verhältnißzahl $\sqrt{1{,}053} = 1{,}026$ zu multipliciren, um die richtigen, dem Gefälle h entsprechenden Werthe zu erhalten.

Die Richtigkeit dieses Verfahrens geht daraus hervor, daß **eine und dieselbe Turbine, welche für irgend ein Gefälle h_1 richtig, d. h. den Grundbedingungen des §. 102 gemäß entworfen ist, auch für jedes andere Gefälle h_2 richtig bleibt,** vorausgesetzt **nur, daß die Radgeschwindigkeit in dem Verhältnisse $\sqrt{\frac{h_2}{h_1}}$ geändert werde, und es ändern sich alsdann sämmtliche Geschwindigkeiten in diesem nämlichen Verhältnisse $\sqrt{\frac{h_2}{h_1}}$.**

Diese hier angegebene Methode der Berechnung umgeht die unbehülflichen und complicirten Formeln, zu welchen man gelangt, wenn man, wie dies in einzelnen Theorien wohl geschieht, alle Widerstände als Functionen einer Geschwindigkeit, etwa der Radgeschwindigkeit v ausdrückt, und dann einen Ausdruck entwickelt, welcher die directe Berechnung von v aus dem Gefälle h gestattet. Die analytischen Schwierigkeiten dieses Verfahrens sind so groß, daß bisher alle Theorien darauf verzichtet haben, die schädlichen Widerstände, wie sie durch Reibungen und Schaufeldicken erzeugt werden, genau in Rechnung zu stellen, vielmehr hat man sich fast immer damit begnügt, diese Widerstände im Ganzen durch gewisse erfahrungsmäßige Coefficienten festzustellen. Es geht aus dem Vorstehenden indessen hervor, daß es gar keinen Schwierigkeiten unterliegt, die gedachten Widerstände sämmtlich in ihren genauen Werthen, soweit hierbei von Genauigkeit die Rede sein kann, in Rechnung zu stellen, wenn man von dem vorstehend angegebenen Gesetze der **Verhältnißmäßigkeit der Geschwindigkeiten einer Turbine für alle Gefälle** Gebrauch macht. Es ist hierbei auch ganz gleichgültig, wie groß man anfänglich den Werth von h_w annimmt, und man kann sämmtliche Rechnungen noch dadurch vereinfachen, daß man, wie oben bereits angeführt wurde, vor der Hand irgend eine Geschwindigkeit, etwa c_n gleich 1 m annimmt, in vorgedachter Art daraus die sämmtlichen Geschwindigkeiten

und also auch das hierfür erforderliche totale Gefälle $\mathfrak{h} = \frac{c^2}{2g}$ ermittelt und dann alle berechneten Geschwindigkeiten mit dem Verhältniß $\sqrt{\frac{h}{\mathfrak{h}}}$ multiplicirt, um für das gegebene Gefälle h die Verhältnisse zu erhalten.

Um die Widerstandshöhe $z = z_0 + z_r + z_u$ festzustellen, hat man nach den vorhergehenden Paragraphen jeden der einzelnen Werthe z_0 für das Zuleitungsrohr und den Leitapparat, z_r für das Laufrad und z_u für das Abführungsrohr, wenn die Turbine mit Sauggefälle arbeitet, einzeln zu bestimmen. Bezeichnet φ_0 den Reibungscoefficienten $\zeta \frac{l}{d}$ für das Zuführungsrohr und c_0 die Wassergeschwindigkeit in demselben, ist ferner φ_l der Widerstandscoefficient für den Leitapparat (s. Tabelle in §. 125) und c_{ne} die normale Durchgangsgeschwindigkeit des Wassers durch den Spalt, so hat man die durch Reibung verloren gehenden Gefällhöhen

1. im Zuführungsrohre

$$z_{01} = \varphi_0 \frac{c_0^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (109)$$

2. im Leitapparate nach (106)

$$z_{02} = \varphi_l \frac{\frac{\mu_{la}^2}{\sin^2 \alpha} + \mu_{le}^2 \frac{r_e^2}{r_0^2}}{2} \frac{c_{ne}^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (110)$$

Ferner geht wegen der Verengung durch die Leitschaufeln an Druckhöhe verloren

3. beim Eintritt in den Leitapparat nach (95)

$$z_{s_1} = (\mu_{le} - 1)^2 \frac{c_{ne}^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (111)$$

und

4. beim Austritte aus dem Leitrade in den Spalt

$$z_{s_2} = (\mu_{la} - 1)^2 \frac{c_e^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (112)$$

wenn μ_{le} und μ_{la} die Verengungscoefficienten für den Eintritt in das Leitrad und den Austritt aus demselben bezeichnen, welche Werthe aus der Tabelle in §. 123 entnommen werden können.

Ebenso hat man für das Laufrad mit dem Reibungscoefficienten φ_r und den Verengungsverhältnissen μ_{re} und μ_{ra} die verlorenen Gefällhöhen:

1. durch Reibung im Rade

$$z_{\zeta r} = \varphi_r \frac{\left(\mu_{ra} \frac{r_e}{r_a} \frac{\sin \beta}{\sin \delta}\right)^2 + \mu_{re}^2}{2} \frac{\sin^2 \alpha}{\sin^2 \beta} \frac{c_e^2}{2g} \quad . \quad . \quad (113)$$

2. durch die Schaufeldicken beim Eintritte

$$z_{s_3} = (\mu_{re} - 1)^2 \frac{w_e^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (114)$$

und

3. beim Austritte

$$z_{s_4} = (\mu_{ra} - 1)^2 \frac{w_a^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (115)$$

Endlich ist für das Abführungsrohr mit der Geschwindigkeit c_{na} und dem Reibungscoefficienten φ_u der Verlust an Gefällhöhe

$$z_u = \varphi_u \frac{c_{na}^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (116)$$

Durch Summirung der vorstehenden Größen erhält man

$$z = z_{01} + z_{02} + z_{s_1} + z_{s_2} + z_{\zeta r} + z_{s_3} + z_{s_4} + z_u \quad (117)$$

Eine Zusammenfassung dieser Werthe in einen Ausdruck soll aus den vorerwähnten Gründen hier nicht vorgenommen werden.

Man muß bemerken, daß für Actionsturbinen die Werthe z_{s_3} und z_{s_4} in Wegfall kommen, und daß ferner anstatt z_{s_2} der durch den Versperrungscoefficienten σ (s. §. 124) gegebene Verlust

$$z_{s_2} = (\sigma - 1)^2 \frac{c_e'^2}{2g} = (\sigma - 1)^2 \mu_{la}^2 \frac{c_e^2}{2g} \quad . \quad . \quad (118)$$

anzunehmen ist. Auch hat man bei der Bestimmung von φ_r darauf Rücksicht zu nehmen, daß die Radcanäle nicht gänzlich erfüllt sind, daher die Reibung nur an drei Wandungen der Canäle stattfindet (s. d. Tabelle im §. 125).

Auch von dem Betrage und der Größe der Nebenhindernisse und damit von dem Einflusse derselben auf den hydraulischen Wirkungsgrad giebt das Geschwindigkeitspolygon ein anschauliches Bild, wie sich aus dem Folgenden ergiebt.

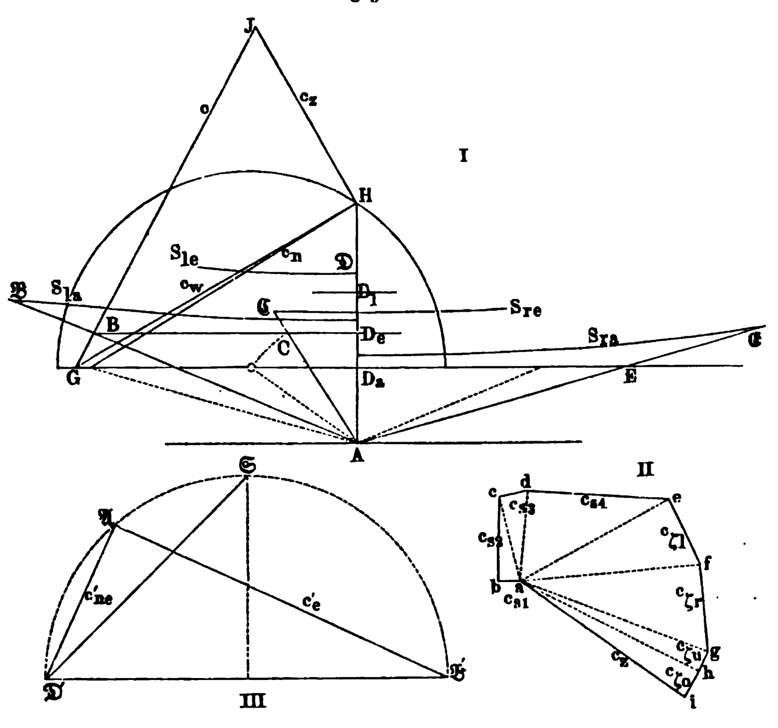
Es sei in Fig. 324 das Geschwindigkeitspolygon für eine innere Radialturbine in der oben angegebenen Weise gezeichnet, und es sollen wieder durch BA, CA und EA die Richtungen der Schaufelenden angegeben sein. Ferner stelle $D_eA = c_{ne}$ die normale Geschwindigkeitscomponente des Wassers beim Durchgange durch den Spalt vor, so hat man in $D_iA = \frac{r_e}{r_0} D_eA$ die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser in das Leitrad eintritt und in $D_aA = \frac{r_e}{r_a} D_eA$ die normale Austrittsgeschwindigkeit. Denkt man sich

nun die der Dicke der Leit- und Laufradschaufeln für den Eintritt wie Austritt entsprechenden Hyperbeln S_{le}, S_{la}, S_{re} und S_{ra} entworfen, so hat man nach dem Vorstehenden die verloren gehenden Geschwindigkeiten:

$$c_{s_1} = \mathfrak{D} D_l,\ c_{s_2} = \mathfrak{B} B,\ c_{s_3} = \mathfrak{C}\, C \text{ und } c_{s_4} = \mathfrak{E} E.$$

Bestimmt man ferner nach §. 125 die Coefficienten für die Reibungen $\sqrt{\varphi}$, welche für das Zu- und Abführungsrohr, $\sqrt{\varphi_0}$ und $\sqrt{\varphi_u}$, nur sehr gering

Fig. 324.



sein werden, während man für die Radcanäle nach dem Obigen etwa 0,25 annehmen kann, so hat man die den Reibungsverlusten entsprechenden Geschwindigkeiten zu

$$c_{\zeta 0} = \sqrt{\varphi_0} \,.\, D_l A,\ c_{\zeta u} = \sqrt{\varphi_u} \,.\, D_a A,$$

$$c_{\zeta l} = \sqrt{\varphi_l}\, \frac{\mathfrak{B} A + \mathfrak{D} A}{2} \text{ und } c_{\zeta r} = \sqrt{\varphi_r}\, \frac{\mathfrak{C} A + \mathfrak{E} A}{2}.$$

Diese Größen sind sämmtlich leicht mit dem Zirkel abzugreifen, und man kann dieselben nun durch eine Reihe von einander gezeichneten rechtwinkligen

Dreiecken zusammensetzen, um die Geschwindigkeit c_z zu erhalten, welche dem resultirenden Gefällverluste z entspricht. In Fig. 325 II ist diese Summirung angegeben; es ist hierbei $ab = c_{z_1} = \mathfrak{D}D_1$ gemacht, darauf senkrecht $bc = c_{z_2} = \mathfrak{B}B$ angetragen, dann senkrecht zu der Hypotenuse ac die Strecke $cd = c_{z_3} = \mathfrak{C}C$ angefügt und ad gezogen, weiter auf ad senkrecht $de = c_{z_4} = \mathfrak{E}E$ gemacht u. s. f. Auf diese Weise erhält man, wie leicht zu ersehen, in der Schlußlinie ai die Geschwindigkeit c_z, welche der Summe aller einzelnen Widerstandshöhen zugehört, indem $ai^2 = ab^2 + bc^2 + cd^2 + \ldots hi^2$ ist. Wenn man nun diese Strecke $c_z = ai$ in dem Geschwindigkeitspolygon I als HJ senkrecht zu der Strecke GH aufträgt, welche nach dem Vorhergehenden die dem wirksamen Gefälle h_w zukommende Geschwindigkeit c_w darstellt, so liefert offenbar die gerade Verbindungslinie GJ die dem ganzen Gefälle h zugehörige Geschwindigkeit $c = \sqrt{2gh}$, denn man hat dafür

$$GJ^2 = c_w^2 + c_z^2 = 2g(h_w + z) = 2gh.$$

Sucht man daher zu dieser Strecke GJ aus dem Gefällmaßstabe das zugehörige Gefälle $\mathfrak{h}$, so hat man nach dem früher hierüber Gesagten für das gegebene Gefälle h sämmtliche Geschwindigkeiten des Diagramms der Fig. 324 nur mit dem Verhältniß $\sqrt{\frac{h}{\mathfrak{h}}}$, also alle Gefällhöhen mit $\frac{h}{\mathfrak{h}}$ zu multipliciren. Alles Uebrige ergiebt sich aus dem Vorangegangenen.

Es ist hier bei der Bestimmung der Reibungswiderstände in den Canälen als durchschnittliche Geschwindigkeit das arithmetische Mittel, also $\frac{\mathfrak{D}A + \mathfrak{B}A}{2}$ für das Leitrad und $\frac{\mathfrak{C}A + \mathfrak{E}A}{2}$ für das Laufrad zu Grunde gelegt, welche Annahme wohl in allen Fällen genügende Annäherung ergeben wird. Will man indessen den genaueren Werth $\frac{\mathfrak{D}A^2 + \mathfrak{B}A^2}{2}$ zu Grunde legen, so zeichnet man in III aus $\mathfrak{D}A$ und $\mathfrak{B}A$ das rechtwinklige Dreieck $\mathfrak{D}'\mathfrak{A}\mathfrak{B}'$, und beschreibt über $\mathfrak{D}'\mathfrak{B}'$ den Halbkreis, dessen Scheitel $\mathfrak{S}$ offenbar in $\mathfrak{D}'\mathfrak{S}$ die gesuchte mittlere Geschwindigkeit ergiebt, denn man hat $\mathfrak{D}'\mathfrak{S}^2 = \frac{\mathfrak{D}'\mathfrak{A}^2 + \mathfrak{B}'\mathfrak{A}^2}{2}$.

Der in vorstehend angegebener Art ermittelte hydraulische Wirkungsgrad ist noch um eine gewisse Größe zu verkleinern, welche dem Verluste Rechnung trägt, der durch den Ausfluß des Wassers durch den Spalt entsteht. Da dieses Wasser sich der Wirkung auf das Turbinenrad entzieht, so wird offenbar der hydraulische Wirkungsgrad in dem Verhältnisse

$$\frac{Q - \varDelta Q}{Q} = 1 - \frac{\varDelta Q}{Q} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (119)$$

kleiner sein müssen, als der oben gefundene Werth, wenn Q das in einer beliebigen Zeit überhaupt aufgeschlagene Wasser und $\varDelta Q$ den Verlust durch den Spalt bedeutet. Dieser Verlust ist um so kleiner, je kleiner der Spaltzwischenraum und je kleiner der Ueberdruck des Wassers an der Eintrittsseite über die Pressung an der Austrittsseite ist, daher wird dieser Verlust unter gleichen Verhältnissen um so größer ausfallen, je größer das Reactionsgefälle der Turbine ist.

Eine näherungsweise Bestimmung dieses ungenützt durchfließenden Wassers wird in jedem einzelnen Falle nach den in Thl. I gegebenen Regeln über den Ausfluß des Wassers geschehen können.

Da bei den reinen Actionsturbinen ein Ueberdruck im Spalte nicht vorhanden ist, welcher die Ueberwindung des Reibungswiderstandes in den Radcanälen bewirken kann, so wird dieser letztere eine Verringerung der relativen Eintrittsgeschwindigkeit w_e zur Folge haben müssen. Man hat daher mit Rücksicht auf diese Reibung nicht mehr $w_a = w_0$, sondern es gilt die Gleichung

$$w_e^2 - c_{\zeta r}^2 + v_a^2 - v_e^2 = w_a^2 \text{ oder } w_e^2 - c_{\zeta r}^2 = w_0^2 \quad . \quad . \quad (120)$$

Demgemäß hat man auch bei den Druckturbinen die im §. 124 bestimmte Neigung δ des letzten Radschaufelelements einer entsprechenden Correctur zu unterwerfen, wenn man von der Grundbedingung des normalen Wasseraustritts nicht abweichen will. Wenn man nämlich in Fig. 323 über der Strecke $\mathfrak{C}A = w_e$ als Hypotenuse ein rechtwinkliges Dreieck zeichnet, dessen eine Kathete $\mathfrak{C}\mathfrak{C}_1 = c_{\zeta r}$ ist, so erhält man in der anderen Kathete $\mathfrak{C}_1 A$ das Maß für die Größe w_o. Beschreibt man daher mit dieser Länge $\mathfrak{C}_1 A = w_o$ einen Kreisbogen, welcher die im Abstande v_e von $A\mathfrak{D}$ mit dieser parallel gezogene Gerade in F schneidet, so hat man auf der durch F senkrecht zu $A\mathfrak{D}$ gezogenen Geraden $F\mathfrak{F}_0$ den Punkt $\mathfrak{F}$ so zu wählen, daß $\mathfrak{F}_0\mathfrak{F} = v_a = \frac{r_a}{r_e}\mathfrak{F}_0 F$ ist, um in $A\mathfrak{F}$ die Neigung δ des letzten Schaufelelements zu erhalten. Der Beweis für die Richtigkeit dieser Construction ergiebt sich leicht aus dem Vorangegangenen.

Schaufelprofile. In Bezug auf die den Turbinenschaufeln zu gebende Form liefern die vorstehenden Untersuchungen nur bestimmte Größen für die Neigungswinkel, welche das erste und das letzte Schaufelelement mit den bezüglichen Umfängen zu bilden haben. Ueber den Verlauf des Schaufelprofils zwischen den beiden Enden ist nicht mehr bekannt, als daß dieses Profil durch eine stetige Curve ohne Ecken oder Knicke gebildet werden §. 127.

muß, um jede Stoßwirkung zu vermeiden. Von welcher Art diese Curve sein müsse, darüber würde sich nur dann eine sichere Angabe machen lassen, wenn es möglich wäre, die inneren Widerstände des Wassers während seiner Bewegung zwischen den Schaufeln durch Rechnung festzustellen, und insbesondere den Einfluß der Schaufelform auf diese Widerstände zu verfolgen. Diejenige Schaufelform müßte alsdann als die vortheilhafteste gelten, für welche die gedachten Widerstände die möglich kleinsten sein würden. Wären solche Widerstände überhaupt nicht vorhanden, so würde jede stetige Linie, welche an ihren Endpunkten die verlangten Neigungen hat, dem Zwecke gleich gut dienen.

Bei der mangelhaften Kenntniß, welche man zur Zeit von der Art und Größe der gedachten Widerstände hat, muß man von vornherein darauf verzichten, auf dem Wege der Rechnung das vortheilhafteste Schaufelprofil festzustellen, man muß sich vielmehr damit begnügen, bei der Bestimmung der Schaufelform dem praktischen Gefühle zu folgen. Es ist zwar von verschiedenen Autoren versucht worden, durch theoretische Betrachtungen den geometrischen Charakter der als die vortheilhafteste anzusehenden Profilform festzustellen, doch beruhen diese Untersuchungen immer auf gewissen willkürlich gemachten Voraussetzungen hinsichtlich der Bewegung des Wassers. Denselben kann schon darum kein besonderer Werth beigemessen werden, weil erfahrungsmäßig die Widerstände der in geeigneter Art empirisch festgestellten Schaufeln so klein ausfallen, daß der Vortheil nur sehr geringfügig sein könnte, welchen man durch die umständliche Ermittelung einer solchen theoretischen Form erreichen würde.

Nur gewisse Grundsätze lassen sich leicht angeben, nach denen man bei der Wahl der Schaufelform passend verfahren wird. Da nämlich die Reibungswiderstände des Wassers in einem Rohre, wie ein Turbinencanal es ist, direct mit der Länge dieses Rohrs wachsen, so wird es sich empfehlen, diese Canäle so kurz wie möglich zu machen. Wäre dieser Umstand allein maßgebend, so hätte man die Schaufeln in ihrer größten Erstreckung im Innern geradlinig zu bilden, indem man nur die Endstücke durch kurze Krümmungen in die geforderten Richtungen überzuführen hätte. Eine solche Form, welche wohl niemals gewählt wird, müßte eben wegen jener scharfen Krümmungen sehr schlecht genannt werden, denn abgesehen davon, daß durch diese stark gekrümmten Schaufeltheile das Wasser nur in sehr unvollkommener Art geleitet werden kann, würden daselbst auch Krümmungswiderstände von erheblichen Beträgen auftreten, denn aus Thl. I ist bekannt, daß der Krümmungswiderstand in gebogenen Röhren mit abnehmendem Krümmungshalbmesser sehr schnell zunimmt.

Man wird deshalb bei der Feststellung der Schaufelform eine Curve zu wählen haben, welche aus der Richtung des einen Endstückes in solcher Weise

in diejenige des anderen Endes übergeht, daß dabei kleine Krümmungshalbmesser überall möglichst vermieden werden. Der letzteren Bedingung wird man nun wohl am einfachsten dadurch genügen, daß man die Krümmungshalbmesser der Curve in allen Punkten gleich groß wählt, d. h. also, daß man das Schaufelprofil nach einem Kreisbogen gestaltet. Diese Annahme wird denn auch vielfach in der Praxis gemacht, und zwar wendet man meistens, wenigstens für die Leitschaufeln, einen einzigen Kreisbogen an, während man für die Radschaufeln, namentlich die von Radialturbinen, häufig auch eine Verbindung von zwei tangential in einander übergehenden Kreisbogen wählt. Letzteres pflegt man zu thun, wenn die Verwendung eines einzigen Kreisbogens zu großen Längen der Canäle führen würde, und zwar wird man in solchem Falle gut thun, den kleineren Halbmesser demjenigen Schaufeltheile zu geben, in welchem die Wassergeschwindigkeit noch klein ist und umgekehrt.

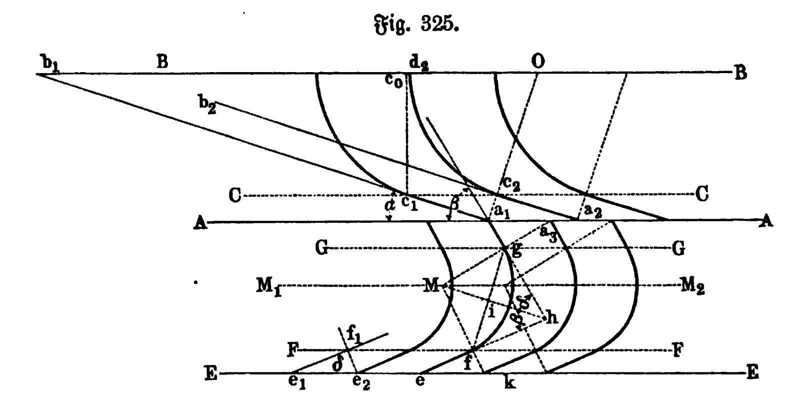
Damit das Wasser möglichst ohne Contraction aus den Turbinencanälen austritt, ist es gerathen, die Endstücke der beiden Schaufeln, welche einen Canal bilden, parallel zu legen. Bei den Axialturbinen kann man dies immer dadurch erreichen, daß man diese Endstücke geradlinig bildet, wie es z. B. von Rittinger*) angegeben wird. Bei den Radialturbinen dagegen würde die Anwendung solcher geradlinigen Endstücke nicht zum Ziele führen, doch kann man hier durch geeignete Wahl des Halbmessers für die Begrenzung des Schaufelendes den besagten Zweck eines Austritts ohne Contraction gleichfalls erreichen, wie in dem Nachfolgenden gezeigt werden soll.

Es möge zunächst die Aufgabe gestellt sein, für eine Axialturbine die Profilform für einen bestimmten Axenabstand zu verzeichnen, wenn die Winkel α, β und δ gegeben sind, unter welchen die Schaufelenden daselbst gegen die betreffenden Querschnittsflächen geneigt sein sollen. Zu dem Ende sei der in diesem Axenabstande r gedachte Cylinderschnitt der Turbine zu einer Ebene gestreckt und in Fig. 325 (a. f. S.) durch die rechteckigen Streifen AB (für das Leitrad) und AE (für das Laufrad) dargestellt. Ist $a_1 a_2$ die Schaufeltheilung t_l für das Leitrad, so legt man durch diese Punkte die Geraden $a_1 b_1$ und $a_2 b_2$ unter der Neigung α gegen den Spalt AA. Zieht man alsdann durch a_1 eine Gerade $a_1 c_2 O$ senkrecht zu $a_2 b_2$, so erhält man in O den Mittelpunkt für einen Kreisbogen $c_2 d_2$, welcher den oberen Theil des Schaufelprofils für das Leitrad begrenzt, während $c_2 a_2$ das untere geradlinige Ende vorstellt. Aus der Figur ergiebt sich unmittebar, daß das Wasser aus den Canälen, welche entstehen, wenn alle Leitschaufeln in gleicher Art geformt werden, in der Richtung $c_1 a_1$ ohne Contraction austritt.

*) Theorie und Bau der Rohrturbinen von Peter Rittinger, Prag, 1861.

In ähnlicher Art sind die Profile für die Radschaufeln zu zeichnen. Ist hierfür $a_1 a_3 = e_1 e_2 = t_r$ die Schaufeltheilung, so legt man durch a_1 die Gerade $a_1 g$ unter dem Neigungswinkel β gegen AA, sowie durch e_1 diejenige $e_1 f_1$ unter dem Neigungswinkel δ gegen EE. Die von a_3 auf $a_1 g$ und von e_2 auf $e_1 f_1$ gezeichneten Senkrechten geben dann die beiden Punkte g und f_1 so, daß die hindurchgelegten Horizontalen GG und FF zwischen sich die kreisförmigen Schaufeltheile enthalten müssen. Es handelt sich daher nur darum, einen Kreis zu zeichnen, welcher GG unter dem Winkel β und FF unter demjenigen δ schneidet. Der Mittelpunkt M für den sich an $a_1 g$ anschließenden Kreis liegt auf der Verlängerung der Senkrechten $a_3 g$, und man findet einen zweiten Punkt dieses Kreises in f, wenn man an die Richtung $a_1 g h$ in g die Gerade gf unter einem Winkel $hgf = 90^0 - \frac{\beta + \delta}{2}$ anträgt. Die in der Mitte i von gf auf dieser errichtete Senkrechte liefert

Fig. 325.



daher den gesuchten Mittelpunkt M für den Kreisbogen zwischen $a_1 g$ und fe. Daß dieser Kreis in f den Winkel δ mit der Geraden FF bildet, geht aus der bekannten Eigenschaft des Kreises hervor, wonach

$$hfg = hgf = \frac{1}{2}\, gMF,$$

folglich nach der Construction

$$gMf = 180^0 - (\beta + \delta) \text{ und } ghf = \beta + \delta$$

ist. Daraus ergiebt sich dann für die Tangente fe die Neigung $fek = \delta$. Die Mittelpunkte für alle übrigen Schaufelkreise liegen natürlich auf der durch M mit AA parallelen Geraden $M_1 M_2$.

Will man, wie dies zuweilen als passend angegeben wird, die Leitschaufeln nach einem Parabelbogen formen, so findet man den Scheitel desselben für die Schaufel $a_1 c_1$ auf BB bekanntlich in der Mitte zwischen b_1 und der

Projection c_0 des Punktes c_1 auf BB, wonach die Verzeichnung der Parabel leicht geschehen kann. Auch für die Radschaufeln wird öfter, z. B. von Fink, die Parabel als geeignete Profilform empfohlen, die Construction derselben wird keine Schwierigkeiten darbieten, und soll hier nicht weiter angeführt werden.

Fig. 326.

Um auch die Feststellung der Schaufelprofile für Radialturbinen zu besprechen, sei hier etwa eine innere (Fourneyron'sche) Turbine vorausgesetzt, deren innerer und äußerer Umfang in Fig. 326 durch AA und EE dargestellt sein mögen. Wollte man hier jede Radschaufel durch einen einzigen Kreisbogen begrenzen, welcher den Kreis A unter dem Winkel β und den-

jenigen E unter dem Winkel δ schneidet, so würden die Endstücke der Schaufeln das Wasser in convergirenden Richtungen ausführen, womit eine schädliche Contraction verbunden sein würde. Dieser Uebelstand läßt sich dadurch umgehen, daß man jede Schaufel aus zwei Kreisbogen ef und fg zusammensetzt, welche bei f tangential in einander übergehen. Hierbei müssen die äußeren Kreisbogen ef so gewählt werden, daß je ein äußerer Punkt wie e_1 eines Bogens mit dem inneren Punkte f_2 des folgenden Bogens auf einer Geraden liegt, welche die Mittelpunkte O_1 und O_2 dieser beiden Bogen enthält, denn in diesem Falle sind die Tangenten dieser Bogen in e_1 und f_2 als senkrecht auf $O_2 e_1$ stehend mit einander parallel. Um dieser Bedingung zu genügen, kann man wie folgt verfahren. Mit dem Austrittshalbmesser r_a der Turbine beschreibt man einen Kreis MM, welcher die Mitten $m, m_1, m_2 ..$ zwischen den gedachten Punkten e und f aufnimmt. Man theilt diesen Kreis in die entsprechende Anzahl (s_r) gleicher Theile und es seien $m, m_1, m_2 ...$ die Theilpunkte. Die Bogenlänge jedes dieser Theile ist dann, wenn $\varphi = \frac{360^0}{s_r}$ den Theilwinkel $m_1 C m_2$ bedeutet, durch $r_a \varphi$ und die Sehne $m_1 m_2$ ist durch

$$s = 2 r_a \sin \frac{\varphi}{2}$$

ausgedrückt. Man legt jetzt in dem Theilpunkte m_1 gegen die Tangente $m_1 T_1$ unter dem Winkel δ die Gerade $m_1 S_1$ und trägt senkrecht zu dieser nach jeder Seite eine Strecke

$$m_1 e_1 = m_1 f_2 = r_a \sin \delta \,.\, tang \frac{\varphi}{2}$$

an. Diese Construction, für alle Theilpunkte m ausgeführt, liefert in $e_1, e_2, e_3 ...$ die äußeren Endpunkte der Schaufeln und in $f_1, f_2, f_3 ...$ die gesuchten Punkte, in denen die beiden Kreise zusammenstoßen müssen, welche das Schaufelprofil darstellen. Zum Beweise der Richtigkeit dieser Construction ist nur zu zeigen, daß der Durchschnittspunkt O_2 zwischen zwei auf einander folgenden Linien $e_1 f_2$ und $e_2 f_3$ gleiche Abstände von e_2 und f_2 hat, was zufolge der gewählten Construction der Fall ist. Man hat nämlich in dem Dreiecke $m_1 O_2 m_2$ offenbar den Winkel bei O_2 gleich dem Theilwinkel $\varphi = m_1 C m_2$. Ferner ist der Winkel bei m_1:

$$\mu_1 = 90^0 - (x + \delta) = 90^0 - \left(\frac{\varphi}{2} + \delta\right)$$

und daher der Winkel bei m_2:

$$\mu_2 = 180^0 - \mu_1 - \varphi = 90^0 - \left(\frac{\varphi}{2} - \delta\right).$$

Folglich hat man

$$O_2 m_1 = m_1 m_2 \frac{\sin \mu_2}{\sin \varphi} = 2 r_a \sin \frac{\varphi}{2} \frac{\cos\left(\frac{\varphi}{2} - \delta\right)}{\sin \varphi}$$

$$= r_a \frac{\cos\left(\frac{\varphi}{2} - \delta\right)}{\cos \frac{\varphi}{2}} = r_a \cos \delta + r_a \operatorname{tang} \frac{\varphi}{2} \sin \delta,$$

und ebenso ergiebt sich

$$O_2 m_2 = m_1 m_2 \frac{\sin \mu_1}{\sin \varphi} = 2 r_a \sin \frac{\varphi}{2} \frac{\cos\left(\frac{\varphi}{2} + \delta\right)}{\sin \varphi}$$

$$= r_a \frac{\cos\left(\frac{\varphi}{2} + \delta\right)}{\cos \frac{\varphi}{2}} = r_a \cos \delta - r_a \operatorname{tang} \frac{\varphi}{2} \sin \delta.$$

Da nun nach der Construction

$$m_1 f_2 = m_2 e_2 = r_a \operatorname{tang} \frac{\varphi}{2} \sin \delta$$

gemacht wurde, so hat man

$$O_2 m_1 - m_1 f_2 = r_a \cos \delta = O_2 m_2 + m_2 e_2.$$

Ein um O_2 mit $O_2 f_2 = r_a \cos \delta$ beschriebener Kreisbogen nimmt daher auch den Punkt e_2 in sich auf. Der Mittelpunkt für $e_1 f_1$ liegt daher in O_1 auf $O_2 f_2$, ebenso wie der Mittelpunkt O_3 für $e_3 f_3$ auf der Verlängerung von $e_2 O_2$ gelegen ist; sämmtliche Punkte O liegen natürlich auf einem zu C concentrischen Kreise. Die vorstehende Rechnung zeigt übrigens, daß man den Halbmesser $O_2 f_2 = O_2 e_2 = r_a \cos \delta$ auch direct in $m_1 n$ erhält, wenn man den Halbmesser $m_1 C = r_a$ auf die Richtung $m_1 O_2$ projicirt.

Die Zeichnung des zweiten, sich in f_2 an den ersten Kreis anfügenden Bogens $f_2 g_2$ ist nun leicht auszuführen. Damit dieser Kreisbogen den Umfang AA bei g_2 unter dem Winkel β schneide, zieht man von C aus den Halbmesser $C h_2$ unter dem Winkel $f_2 C h_2 = 180 - \beta + \delta$ und verbindet f_2 mit h_2. Der zweite Schnittpunkt g_2 dieser Verbindenden mit dem Kreise A giebt dann den Punkt g_2, durch welchen der Schaufelkreis hindurchgehen muß. Wenn man daher in der Mitte p_2 von $f_2 g_2$ ein Loth errichtet, so schneidet dasselbe die Gerade $f_2 O_2$ in dem gesuchten Mittelpunkte K_2 für den Kreis $f_2 g_2$.

Die Richtigkeit dieser Construction ergiebt sich wie folgt. In dem Dreiecke $C g_2 h_2$ sind wegen der gleichen Schenkel die Winkel bei g_2 und h_2 gleich groß, sie mögen mit γ bezeichnet werden. Aus demselben Grunde sind in

dem Dreiecke $K_2 f_2 g_2$ die Winkel ε bei f_2 und g_2 von gleicher Größe. Man hat daher den Winkel

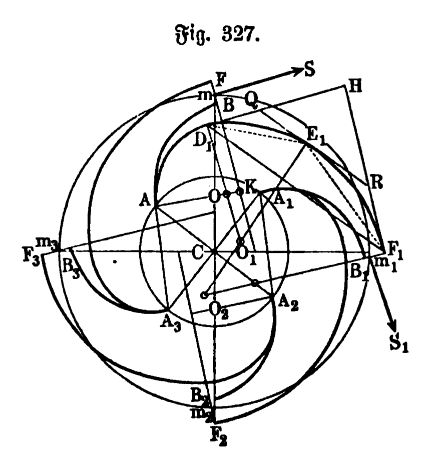
$$y = K_2 g_2 C = 180^0 - \gamma - \varepsilon = 180^0 - \gamma - z - \delta,$$

da der Winkel $K_2 f_2 g_2 = \varepsilon$ aus den beiden Theilen $C f_2 g_2 = z$ und $K_2 f_2 C$ besteht, welcher letztere hinreichend genau gleich $K_2 m_1 C = \delta$ gesetzt werden kann. Setzt man nun für $180^0 - \gamma - z$ den dritten Dreieckswinkel $f_2 C h_2 = 180^0 - \beta + \delta$, so folgt der Winkel der Radien $y = K_2 g_2 C = 180^0 - \beta$ und somit bilden die Tangenten in g_2 den Winkel $i g_2 l = \beta$. Daß die Mittelpunkte K sämmtlich auf einem zu C concentrischen Kreise gelegen sind, ist von selbst klar.

Die Leitschaufeln, welche den Kreis AA unter dem Winkel α schneiden und etwa in dem Kreise BB radial beginnen sollen, werden nach einem Kreisbogen ab profilirt, dessen Mittelpunkt M man erhält, wenn in dem beliebigen Punkte a den Winkel $CaM = \alpha$ an den Radius anträgt, ferner $aCd = 90^0 + \alpha$ macht und a mit d verbindet. Der gesuchte Kreis muß dann durch a und b gehen und seinen Mittelpunkt auf aM haben. Der Beweis hierfür ist wie oben zu führen.

Die Schwungröhren der schottischen Turbinen bestimmt man häufig so*), daß die Mittellinie jedes Canals eine archimedische Spirale ist, zu deren beiden Seiten die halben von außen nach innen allmälig zunehmenden Canalweiten aufgetragen werden. Man kann aber auch hier die Canalwandungen in folgender Art durch Kreisbogen begrenzen.

Fig. 327.



Es mögen m, m_1, m_2, m_3, Fig. 327, die Mitten der Ausflußöffnungen der Canäle sein, so zieht man durch m eine Gerade mS unter dem Winkel δ gegen den Umfang in m, und trägt rechtwinkelig zu mS die halbe normale Weite gleich $mB = mF$ auf. Bestimmt man alsdann ebenso, wie vorstehend für die Fourneyron'sche Turbine gezeigt wurde, auf der Verlängerung von FB den Mittelpunkt K so, daß ein mit KB beschriebener Kreisbogen BA den Eintrittsumfang

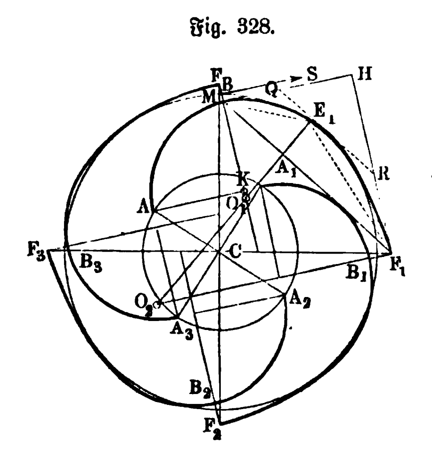
*) Siehe Redtenbacher, Theorie und Bau der Turbinen.

in A unter dem Winkel β schneidet, so kann AB als Begrenzung der inneren Canalwand dienen.

Für die äußere Wand $AD_1E_1F_1$ eines Canals verwendet man drei Kreisbogen um die Mittelpunkte O, O_1 und O_2. Von diesen Mittelpunkten kann zunächst O beliebig auf AK gewählt werden, alsdann schneidet der mit OA beschriebene Bogen AD_1 die Eintrittsöffnung in A ebenfalls unter dem Winkel β. Um die beiden anderen Mittelpunkte O_1 für D_1E_1 und O_2 für E_1F_1 zu finden, verbindet man D_1 mit F_1, errichtet in D_1 und F_1 die Normallinien D_1H senkrecht zu OD_1 und F_1H senkrecht zu B_1F_1 und halbirt in dem Dreiecke D_1F_1H die Winkel an der Basis D_1F_1 durch die Linie D_1E_1 und F_1E_1. Der Schnittpunkt E_1 dieser Halbirenden ist dann der Vereinigungspunkt der beiden noch zu zeichnenden Kreisbogen D_1E_1 und E_1F_1, für welche man die Mittelpunkte O_1 und O_2 auf der durch E_1 senkrecht zu D_1F_1 oder QR gezogenen Geraden $E_1O_1O_2$ erhält. Es ist nämlich leicht ersichtlich, daß wegen der Halbirung der Winkel bei D_1 und F_1 die Dreiecke $O_1D_1E_1$ und $O_2E_1F_1$ gleichschenklige sein müssen, also $O_1D_1 = O_1E_1$ und $O_2E_1 = O_2F_1$ ist.

Da hierbei der Mittelpunkt O willkürlich zwischen A und K gewählt werden konnte, so darf man auch O mit K zusammenfallen lassen. Unter dieser Voraussetzung fällt der Theil AD_1 der Außenwand eines Canals mit der Innenwand AB des vorhergehenden Canals zusammen, so daß die Canäle sich ohne Zwischenräume an einander anschließen. Die Bestimmung der Mittelpunkte O_1 und O_2 für die beiden äußeren Kreisbogen geschieht in derselben Weise und ist aus Fig. 328 ohne weitere Erläuterung klar.

Fig. 328.

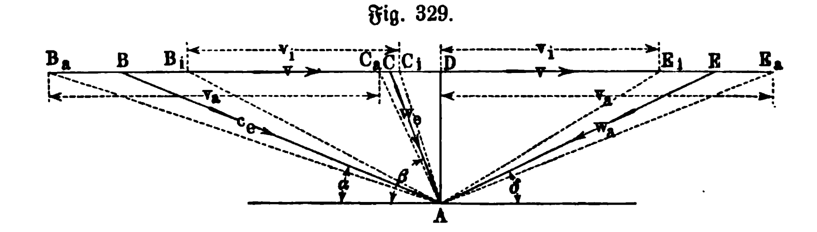


Die Dicke der Schaufeln pflegt man für gewöhnlich durchgehends gleich groß anzunehmen, eine Abweichung hiervon zeigen die sogenannten Rückschaufeln, welche unter gewissen Verhältnissen Anwendung finden und über welche weiter unten ein Näheres angegeben wird.

Die Schaufelflächen der Axialturbinen. Während die Schaufeln der Radialturbinen die Gestalt von normalen mit der Radaxe parallelen Cylinderflächen erhalten, deren Grundlinien die im vorhergehenden Paragraphen §. 128.

bestimmten Profile sind, hat man den Schaufeln der Axialturbinen die Gestalt **windschiefer Flächen** zu geben. Bisher hat man fast allgemein diese Schaufeln als **normale Schraubenflächen** in folgender Weise ausgebildet. Es sei eine Axialturbine mit zwei parallelen cylindrischen Kränzen von den Halbmessern r_i und r_a vorausgesetzt, und man denke sich zwischen denselben, in einem Abstande r von der Axe einen Cylinderschnitt durch die Turbine gelegt, welcher zu einer Ebene gestreckt werde und für welchen nach Anleitung des vorhergegangenen Paragraphen die Profilform für die Leit- und Radschaufeln entworfen werde. Denkt man sich alsdann diesen Schnitt wieder auf den betreffenden Cylindermantel gewickelt, so kann die nunmehr auf diesem letzteren befindliche Profilform als die Basis zur Erzeugung einer gewissen normalen Schraubenfläche dienen, nach welcher dann die Schaufeln geformt werden. Zur Erzeugung dieser Schraubenfläche denkt man sich entlang der Profilcurve eine erzeugende Gerade so bewegt, daß dieselbe immer durch das gedachte Profil hindurchgeht, und dabei stets die Radaxe normal

Fig. 329.



schneidet. Es ist leicht zu ersehen, daß die so entstehenden Schraubenflächen nur für einen bestimmten Axenabstand richtig, d. h. den Bedingungen des §. 102 entsprechend sein können, nämlich für den Halbmesser r, für welchen die Profilformen entworfen sind, während in allen übrigen Axenabständen diesen Bedingungen nicht genügt ist, also daselbst ein Stoß beim Eintritte des Wassers stattfindet. Um diese Verhältnisse zu beurtheilen, seien wie bisher α, β und δ, Fig. 329, die betreffenden Schaufelwinkel der für den Axenabstand r gezeichneten Profilform und es mögen wieder $BA = c_e$, $CA = w_e$, $EA = w_a$ und $BC = v$ die bezüglichen Geschwindigkeiten darstellen. Ist ebenso h_n das nutzbar gemachte Gefälle, so ist nach (35)

$$h_n = \frac{2 v \,.\, c_e \cos \alpha}{2 g} = 2 \frac{BC \,.\, BD}{2 g}.$$

Wenn nun die Schaufeln in der gebräuchlichen Weise als Schraubenflächen ausgeführt werden, so sind, wie leicht zu ersehen, die betreffenden Neigungswinkel in irgend einem anderen Axenabstande nr dadurch bestimmt, daß die Cotangenten dieser Winkel gleich den n fachen Cotangenten von α, β

und δ sind. Ist z. B. der innere Halbmesser der Turbine $r_i = n_i . r$, und man macht

$$DB_i = n_i . DB,\ DC_i = n_i . DC;\ DE_i = n_i . DE,$$

so erhält man in $B_i A$, $C_i A$ und $E_i A$ die Richtungen der Schaufelenden für den inneren Cylinder. In derselben Weise stellen $B_a A$, $C_a A$ und $E_a A$ diese Richtungen im äußeren Cylindermantel vom Halbmesser $r_a = n_a r$ vor, wenn

$$DB_a = n_a . DB,\ DC_a = n_a . DC \text{ und } DE_a = n_a . DE$$

gemacht ist.

Da nun die Radgeschwindigkeiten innen und außen ebenfalls

$$v_i = n_i . v = n_i . BC \text{ und } v_a = n_a . v = n_a . BC$$

sind, und diese Größen der Construction zufolge in der Figur durch

$$B_i C_i = DE_i = n_i . v$$

und

$$B_a C_a = DE_a = n_a . v$$

dargestellt werden, so folgt hieraus, daß zwar die Schaufelneigungen innen wie außen den Bedingungen des stoßfreien Eintritts und des normalen Austritts genügen, aber nicht für das wirklich vorhandene Nutzgefälle h_n. Das Diagramm $AB_i C_i E_i$ für den inneren Cylinder hat nämlich nur für ein Nutzgefälle

$$h_{ni} = 2 \frac{B_i C_i . B_i D}{2 g} = n_i^2 h_n$$

Gültigkeit, ebenso wie dem Diagramm $AB_a C_a E_a$ des äußeren Cylinders ein Nutzgefälle

$$h_{na} = 2 \frac{B_a C_a . B_a D}{2 g} = n_a^2 h_n$$

zugehört. Da das wirklich vorhandene und dem mittleren Profile zu Grunde gelegte Nutzgefälle h_n aber größer ist als h_{ni} und kleiner als h_{na}, so geht hieraus hervor, daß das Wasser im inneren Cylinder mit einer Geschwindigkeit, die größer ist als $B_i A$, und im äußeren Cylinder mit einer Geschwindigkeit kleiner als $B_a A$ eintreten wird, und daß in Folge dessen an beiden Stellen Stoßwirkungen unvermeidlich sind. Es ersieht sich auch aus Vorstehendem, daß im inneren Theile das schneller bewegte Wasser gegen die concave Schaufelfläche stößt, während außen die schneller bewegte Schaufel mit ihrer convexen Rückfläche auf das Wasser wirkt, nach Art der Schaufel einer Centrifugalpumpe. In jedem Falle ist aber mit dieser Stoßwirkung ein Verlust an mechanischer Arbeit verbunden, und zwar treten solche Verluste nicht nur im innersten und äußersten Cylindermantel, sondern in allen

Abständen ein mit alleiniger Ausnahme des dem Profil $ABCE$ zu Grunde gelegten Abstandes r. Dieser Verlust wächst natürlich von dem mittleren Abstande r nach beiden Seiten hin in dem Maße, als der Halbmesser von r abweicht.

Legt man das für Axialturbinen vielfach angewandte Verhältniß der Halbmesser $\frac{r_i}{r_a} = {}^3/_4$ zu Grunde, und entwirft das Diagramm $ABCE$ für einen mittleren Halbmesser $r = \frac{r_i + r_a}{2}$, so hat man $n_i = \frac{6}{7}$ und $n_a = \frac{8}{7}$. Die Neigungswinkel innen und außen würden daher nur richtig sein, wenn das Nutzgefälle beziehungsweise

$$\frac{36}{49} h_n = 0{,}73\, h_n \text{ und } \frac{64}{49} h_n = 1{,}31\, h_n$$

betragen würde.

Wenn man die in Folge dieser Unrichtigkeit der Schaufelform eintretenden Arbeitsverluste näher untersucht, was graphisch sehr einfach geschehen kann, hier aber nicht durchgeführt werden soll, so findet man, daß der Verlust nicht gerade erheblich ist und sich durchschnittlich nur auf einige Procent beziffert. Dies mag denn auch wohl der Grund sein, warum man bisher fast ganz allgemein die oben erläuterte Schraubenform für die Schaufeln der Axialturbinen gewählt hat. Soviel bekannt, hat v. Reiche*) zuerst zum Ersatz dieser schraubenförmigen Schaufeln eine correcte Form angegeben, welche für jeden Axenabstand den Bedingungen des stoßfreien Eintritts und des normalen Austritts genügt. Diese Schaufelform, deren praktische Ausführung nicht mit größeren Schwierigkeiten verbunden ist, als die der bisher gebräuchlichen Schraubenform, erscheint noch wegen einiger anderen Vorzüge vor der letztgenannten sehr empfehlenswerth, wie sich aus dem Folgenden ergiebt. Man kann diese Schaufelfläche auf dem Wege der Rechnung, wie es von dem genannten Autor geschieht, feststellen, indem man die Gleichung (35)

$$h_n = \frac{v \,.\, c_e \cos \alpha}{g}$$

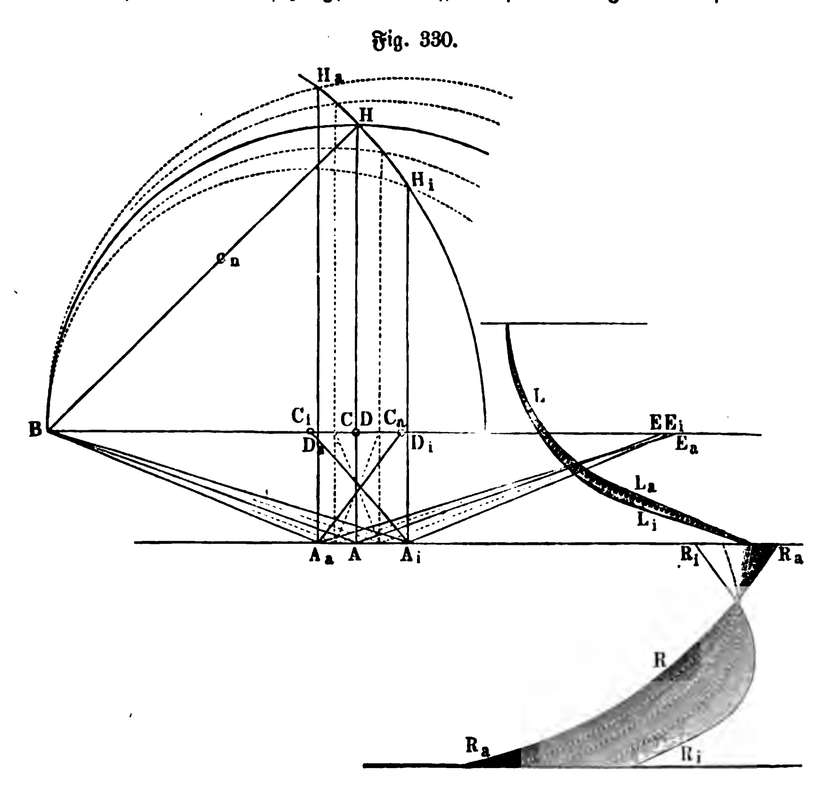
benutzt, in welche man für eine Anzahl verschiedener Abstände r die betreffenden Umfangsgeschwindigkeiten v einführt und dafür das zugehörige $c_e \cos \alpha$ berechnet. Daraus ergeben sich denn für diese verschiedenen Halbmesser r die Winkel α, β und δ, welche die Verzeichnung ebenso vieler Pro-

*) Siehe die Gesetze des Turbinenbaues von H. v. Reiche. 1877.

file der Schaufelfläche gestatten. Einfacher als die Rechnung führt indeß das graphische Verfahren wie folgt zum Ziele:

Es seien wieder BA, DA, EA, Fig. 330, die in bekannter Art bestimmten Richtungen der Schaufelenden einer Axialturbine für einen beliebigen, etwa den mittleren Cylinderschnitt vom Halbmesser r. Hierbei ist in der Figur der Winkel β des ersten Radschaufelelements gleich 90° angenommen, eine Voraussetzung, die indessen auf den Gang der Construction

Fig. 330.



ohne Einfluß ist. Nun stellt bekanntlich DA die axiale Einführungsgeschwindigkeit $c_{ne} = c_a$ und BH die nutzbar gemachte Geschwindigkeit

$$c_n = \sqrt{2gh_n} = \sqrt{2gh_w - c_a^2}$$

vor. Stellt man nun die Bedingung, daß die axiale Durchgangsgeschwindigkeit in allen Abständen denselben Werth $c_a = DA$ haben soll, so ist auch die Nutzgeschwindigkeit c_n für alle Abstände von derselben Größe BH. Hieraus ergiebt sich sogleich die folgende Construction. Man beschreibt um

B mit $BH = c_n$ einen Kreisbogen $H_i H H_a$, und durch B mit $v_i = C_i B$ einen Kreis, welcher jenen in H_i schneidet. Zieht man dann durch H_i die Verticale, so erhält man für den inneren Mantel in $B A_i$ die Neigung des letzten Leitschaufelelements, in $C_i A_i$ diejenige für den Anfang der Radschaufel, und in $E_i A_i$ für das Ende der letzteren, wenn man $D_i E_i = B C_i$ anträgt. In derselben Weise geben $B A_a$, $C_a A_a$ und $E_a A_a$ die Schaufelrichtungen im äußeren Mantel, wenn man mit $v_a = C_a A$ um C_a einen Kreis zeichnet, $H_a A_a$ vertical zieht und $D_a E_a = B C_a = v_a$ macht. Es ist klar, daß man in gleicher Weise noch für beliebig viele Profile die Winkel α, β, δ bestimmen und danach die Profile selbst zeichnen kann. Es ist dann bei der Ausführung nöthig, die Schaufelflächen selbst so zu gestalten, daß ihre Cylinderschnitte in den verschiedenen Axenabständen mit den so gezeichneten Profilen übereinstimmen. In der Figur sind in dieser Weise fünf Profile angedeutet, welche den beiden Radkränzen und denjenigen drei Cylinderschnitten angehören, durch welche der Abstand $r_a - r_i$ zwischen den Radkränzen in vier gleiche Theile getheilt wird. Diesen Profilen gemäß ist eine Leitschaufel L und eine Radschaufel R gezeichnet.

Aus der Construction ergiebt sich zunächst, daß die axiale Durchgangsgeschwindigkeit des Wassers durch das Rad in allen Abständen von der Axe den nämlichen Werth $c_a = DA$ hat, eine Eigenschaft, welche den schraubenförmigen Schaufeln nicht zukommt. Für diese letzteren kann daher die gewissen Theorien der Axialturbinen zu Grunde gelegte Voraussetzung, daß das Wasser in parallelen Schichten durch das Rad passire, nicht zugelassen werden. Wegen der constanten Axialgeschwindigkeit kann man bei der hier angegebenen Schaufelform behufs Feststellung der Dimensionen (s. weiter unten) das pro Secunde zur Wirkung kommende Wasser ohne Fehler zu $Q = c_a \pi (r_a^2 - r_i^2)$ annehmen, welche Gleichung dagegen für die übliche Schaufelform nur annähernde Richtigkeit hat.

Wie die Figur 330 ferner zeigt, ist die absolute Eintrittsgeschwindigkeit je nach dem Axenabstande verschieden, und zwar von außen nach innen zunehmend. Nach der Figur vermindert sich diese Geschwindigkeit von dem Betrage $B A_i$ im Innern bis zu demjenigen $B A_a$ außen, und dem entsprechend nehmen natürlich die Pressungshöhen von innen nach außen stetig zu. Die Figur zeigt, daß die Reactionsgeschwindigkeit innen den Werth $D_i H_i$ und außen denjenigen $D_a H_a$ hat, so daß also das Reactionsgefälle in dem Verhältnisse $D_i H_i^2 : D_a H_a^2$ veränderlich ist. Man ersieht hieraus, daß man bei einer solchen Axialturbine eigentlich nur von einem mittleren Reactionsverhältnisse und von einem mittleren Spaltenüberdrucke sprechen kann, da diese Größen mit dem Axenabstande veränderlich sind. Eine Veränderlichkeit der hydraulischen Pressung von innen nach außen, wenn auch nach einem anderen Gesetze, findet auch bei den gewöhn-

lichen schraubenförmigen Schaufeln statt. Man könnte, wenn dies Interesse hätte, auch leicht die Neigungswinkel α und β so bestimmen, daß für alle Abstände die Pressungshöhe dieselbe wäre, dann hätte man in der Figur eine constante Reactionsgeschwindigkeit DH festzuhalten, womit natürlich auch die Eintrittsgeschwindigkeit c_e wegen der Beziehung $c_e^2 + c_\rho^2 = c_w^2$ einen constanten Werth annehmen müßte; dann würde aber die axiale Durchgangsgeschwindigkeit c_a veränderlich ausfallen. Es entstände auf diese Weise eine Schaufelfläche für constante Reaction, während man die vorstehend erörterte v. Reiche'sche Fläche die Schaufelform für constante Axialgeschwindigkeit nennen kann.

Die Schaufelfläche für constante Axialgeschwindigkeit hat noch einen besonderen Vorzug, auf welchen auch schon v. Reiche hingewiesen hat, denjenigen nämlich, daß bei ihrer Anwendung die einzelnen Wassertheilchen keine Tendenz haben, in Folge der Centrifugalkraft sich von der Axe zu entfernen. Es läßt sich nämlich leicht nachweisen, daß der durch die Centrifugalbeschleunigung auf jedes Wassertheilchen ausgeübte Druck nach außen gerade im Gleichgewichte gehalten wird durch den Ueberschuß, um welchen nach dem oben Gesagten die auf die äußere Fläche dieses Wassers wirkende Pressung diejenige überwiegt, welcher das Wassertheilchen von innen ausgesetzt ist. Hiervon kann man sich durch folgende Rechnung überzeugen.

Fig. 331.

Man betrachte ein prismatisches Wassertheilchen im Abstande r von der Axe, von der Grundfläche Eins und der Höhe ∂r, Fig. 331, also von dem Gewichte $\gamma \partial r$, wenn unter γ das specifische Gewicht des Wassers verstanden wird. Ferner sei für dieses Wassertheilchen die Eintrittsgeschwindigkeit gleich c_e, daher die horizontale Componente $c_e \cos \alpha$. Da nun das Wassertheilchen diesen Weg $c_e \cos \alpha$ pro Secunde nicht geradlinig, sondern in einem Cylindermantel vom Krümmungshalbmesser r zurückzulegen gezwungen ist, so entsteht eine Centrifugalkraft, welche bekanntlich durch

$$C = \frac{\gamma \partial r}{g} \frac{(c_e \cos \alpha)^2}{r}$$

ausgedrückt ist. Nun hat man der Gleichung (35) zufolge:

$$c_n^2 = 2 v . c_e \cos \alpha,$$

daher

$$c_e \cos \alpha = \frac{c_n^2}{2 v} = \frac{c_n^2}{2 r \omega},$$

unter ω die Winkelgeschwindigkeit des Rades verstanden; folglich wird hiermit die Centrifugalkraft

$$C = \frac{\gamma}{g} \frac{c_n^4}{4 r^3 \omega^2} \partial r.$$

Bezeichnet nun h_ρ die Pressungshöhe im Abstande r, für welche man bekanntlich

$$h_\rho = \frac{c_\rho^2}{2g} = \frac{c_n^2 - c_e^2 \cos^2 \alpha}{2g} = \frac{1}{2g}\left(c_n^2 - \frac{c_n^4}{4 r^2 \omega^2}\right)$$

hat, so erhält man den Zuwachs dieser Druckhöhe für den Abstand $r + \partial r$ durch Differentiation nach r, wodurch, mit Rücksicht darauf, daß c_n constant ist,

$$\partial h_\rho = \frac{1}{2g} \frac{2 c_n^4}{4 r^3 \omega^2} \partial r = \frac{1}{g} \frac{c_n^4}{4 r^3 \omega^2}$$

erhalten wird. Diese Höhe bringt einen überschüssigen Druck

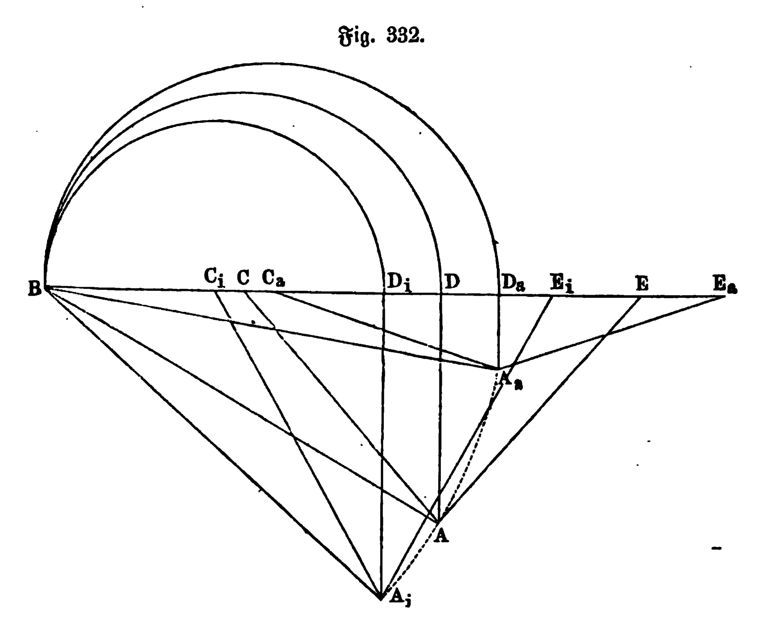
$$\gamma \partial h_\rho = \frac{\gamma}{g} \frac{c_n^4}{4 r^3 \omega^2}$$

von gleicher Größe mit der oben berechneten Centrifugalkraft C hervor, wie oben behauptet wurde.

Anmerkung. Die Schaufelfläche für constante Reaction dürfte ein besonderes Interesse für die reinen Druckturbinen haben, denn aus dem Vorhergehenden ist ersichtlich, daß weder die gewöhnliche Schraubenform, noch die durch Fig. 330 dargestellte Fläche der Bedingung entspricht, für alle Axenabstände die Reactionsdruckhöhe zu Null werden zu lassen. Um dieser Bedingung zu genügen, würde man die Schaufelflächen in der in Fig. 332 angegebenen Weise zu entwerfen haben. Wenn hier durch BA, CA und EA wieder die Richtungen der Schaufelenden in dem mittleren Cylinderschnitte einer Axialturbine dargestellt sind, welche als reine Druckturbine ohne Reaction arbeitet, da $BC = \frac{1}{2} BD$ angenommen wurde, so ist hier die Eintrittsgeschwindigkeit durch $c_e = c_w = BA$ ausgedrückt. Dieselbe Eintrittsgeschwindigkeit muß auch für alle übrigen Axenabstände gelten, wenn überall die Reactionsdruckhöhe gleich Null sein soll. Man erhält demzufolge die Neigungen der Schaufeln für den inneren Cylinder, wenn man mit dessen Umfangsgeschwindigkeit $v_i = BC_i$ einen Halbkreis um C_i zeichnet, und durch D_i eine Verticallinie bis zu dem um B mit dem Halbmesser $c_e = BA$ beschriebenen Kreise zieht, und dann $D_i E_i = BC_i = v_i$ macht. In derselben Weise liefert der mit $v_a = BC_a$ beschriebene Kreis in BA_a, $C_a A_a$ und $E_a A_a$ die Richtungen für die Schaufelenden im äußeren Cylindermantel. Die Zeichnung läßt erkennen, daß die axiale Durchgangsgeschwindigkeit hierbei sehr veränderlich ist, indem dieselbe von dem kleinen Werthe $D_a A_a$ außen bis auf den viel größeren Betrag $D_i A_i$ innen zunimmt, und daß mit so großen Durchgangsgeschwindigkeiten, wie sie hierbei auftreten, große Arbeitsverluste verknüpft sein müssen. Eine Schaufelform von der hier angegebenen Art wird daher für Axialturbinen mit cylindrischen Kränzen nicht vortheilhaft sein, dagegen kann durch

eine conische Form der Radkränze der Austrittsquerschnitt des Rades derart vergrößert werden, daß hierdurch die Austrittsgeschwindigkeit des Wassers aus dem

Fig. 332.



Rade genügend klein wird. Diese Anordnung conischer Radkränze ist insonderheit bei den Girard'schen Turbinen gebräuchlich, worüber das Nähere weiter unten angegeben werden soll.

Wahl der Constructionsverhältnisse. Beim Entwurfe einer Turbine wird immer das totale Gefälle h und das in der Zeiteinheit zur Wirkung kommende Wasserquantum Q bekannt sein, sei es, daß letzteres direct gegeben oder zur Erzielung einer erforderten Leistung von N Pferdekräften durch die Formel §. 129.

$$\eta Q = \frac{75\,N}{1000\,h} \quad \cdots \cdots \quad (121)$$

berechnet wird, worin η den vorläufig erfahrungsmäßig anzunehmenden effectiven Wirkungsgrad der ganzen Turbinenanlage bedeutet.

Die Aufgabe, für Q Cubikmeter Wasser pro Secunde bei einem Gefälle von h Metern eine Turbine zu construiren, kann nun, auch wenn man hinsichtlich der Bauart, d. h. ob Axial- oder Radialturbine, Entscheidung getroffen hat, noch in sehr mannichfaltiger Art gelöst werden.

Wie aus den vorstehenden Ermittelungen sich ergeben hat, sind namentlich die Winkel α und β, unter welchen die Enden der Leit- und die Anfänge

der Radschaufeln gegen den Umfang geneigt sind, die für die Wirkungsweise der Turbine bestimmenden Elemente, und durch Annahme dieser beiden Winkel ist eine Turbine in ihren wesentlichen Verhältnissen vollkommen bestimmt, wenn man von den nebensächlichen Größen, wie Schaufeldicken und Schaufelzahlen 2c. absieht. Es werden denn auch vielfach in den Turbinentheorien in Betreff der Auswahl dieser Winkel gewisse Regeln empfohlen, wonach man passend die Größe von α und β bemessen möge. Ein solches Verfahren erscheint nicht gerade sehr zweckmäßig, weil nämlich die Kenntniß dieser Winkel von vornherein noch kein klares Urtheil über die ganze Wirkungsweise der Turbine, namentlich also über die Geschwindigkeit, Größe und den Wirkungsgrad des Rades gewährt. Ein solches Urtheil kann vielmehr erst durch eine ausgeführte Rechnung oder Construction erreicht werden, welche dann möglicher Weise zu der Wahrnehmung führt, daß die angenommenen Winkel nicht günstig gewählt waren, und eine Wiederholung dieses probirenden Verfahrens vorgenommen werden muß.

Es erscheint daher angemessen, von vornherein anstatt der Winkel α und β solche Größen durch passende Annahmen festzustellen, welche für die ganze Anlage von besonderer praktischer Bedeutung sind.

Eine solche Größe ist zunächst die normale Ausflußgeschwindigkeit c_a des Wassers aus dem Rade, denn es ist mit dieser Größe auch sogleich die Austrittsfläche des Rades

$$F_a = \frac{Q}{c_a} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8)$$

gegeben, wodurch die Größenverhältnisse des Rades bestimmt sind. Die Wahl von c_a nun wird niemals Schwierigkeiten unterworfen sein, denn da die zu dieser Geschwindigkeit gehörige Gefällhöhe $\frac{c_a^2}{2g}$ verloren geht, so ist es geboten, c_a möglichst klein zu wählen. Da nun aber andererseits eine Verkleinerung von c_a eine Vergrößerung der Radabmessungen, also auch der Zapfenreibungen, Luft- und Wasserwiderstände, des Gewichtes und der Anlagekosten im Gefolge hat, so wird man, wie schon früher angegeben, c_a nicht unter eine gewisse praktisch vortheilhafteste Größe verringern. Eine sehr häufige Annahme in dieser Beziehung ist diejenige

$$c_a = \frac{1}{4} c = \frac{1}{4} \sqrt{2 g h},$$

d. h. gleich $\frac{1}{4}$ von der zu dem ganzen Gefälle h gehörigen Endgeschwindigkeit anzunehmen, in welchem Falle der mit c_a verbundene Verlust

$$\frac{1}{16} h = 0{,}625\ h$$

ist, also $6\frac{1}{4}$ Proc. des ganzen Gefälles beträgt. Von diesem Werthe wird man auch bei den verschiedensten Gefällen und Wassermengen nur wenig

abweichen, und es erscheint angezeigt, die Grenzen des Verlustes $\frac{c_a^2}{2g}$ etwa zwischen 5 Proc. für größere und 8 Proc. für kleinere Gefälle zu setzen, so daß man c_a zwischen

$$\sqrt{0{,}05}\,.\,c = 0{,}22\,\sqrt{2gh}$$

für größere Gefälle und

$$\sqrt{0{,}08}\,.\,c = 0{,}28\,\sqrt{2gh}$$

für kleinere Gefälle festzusetzen hätte.

Hat man c_a angenommen, so ergiebt sich, wenn man zunächst in Betreff der Verlusthöhe z, welche durch Wasserreibung und Stöße in Folge der Schaufeldicken verloren geht, eine vorläufige Annahme macht, also das wirksame Gefälle

$$h_w = h - z \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (21)$$

setzt, auch das nutzbare Gefälle

$$h_n = h_w - \frac{c_a^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (22)$$

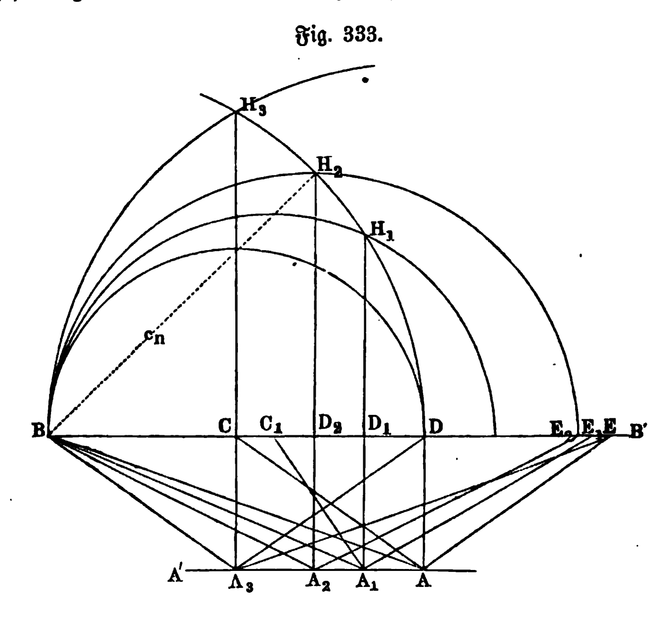
Die Größe von z wird allerdings nach dem Vorstehenden für verschiedene Constructionen etwas schwanken, aber meistens bei regelrechter Anordnung zwischen $0{,}10\,h$ und $0{,}15\,h$ angenommen werden dürfen. Macht man also vorbehaltlich einer nachherigen Correctur eine demgemäße Annahme, so können h_w und auch h_n als gegeben angesehen werden.

Zur Verzeichnung der Turbine hat man nun außer c_a noch ein zweites Element willkürlich anzunehmen, und zwar kann als solches zweckmäßig entweder die Umfangsgeschwindigkeit v des Rades oder das Reactionsverhältniß $\varepsilon = \frac{h_p}{h_n}$ gewählt werden, je nachdem die Umstände eine Annahme nach der einen oder anderen Richtung gerathen erscheinen lassen. Bei größeren Gefällen z. B. kann es wünschenswerth sein, die Radgeschwindigkeit thunlichst klein zu machen, um nicht zu große Umdrehungszahlen und kraftraubende Transmissionen zu erhalten; unter anderen Umständen wieder mag man mit Rücksicht auf Beschränkung des Wasserverlustes durch den Spalt einen bestimmten Spaltenüberdruck, also eine gewisse Reactionshöhe wünschen. In letzterer Hinsicht sind namentlich die Verhältnisse maßgebend, welche bei einer partiellen Beaufschlagung der Turbinen zu beachten sind, wie aus den weiter unten folgenden Bemerkungen hervorgehen wird.

Welche der beiden Größen v und ε man aber auch vorschreiben möge, immer giebt das Turbinendiagramm einfach Aufschluß über die Abhängigkeit derselben von einander und die Größe der zugehörigen Winkel α, β und δ,

wie dies an dem Diagramm einer Axialturbine, Fig. 333, gezeigt werden soll. Zieht man hier im Abstande $DA = c_a$ von einander die beiden Horizontalen BB' und AA', und beschreibt um den beliebigen Punkt B der ersteren einen Kreis DH_1H_2 mit einem Halbmesser gleich der nutzbaren Geschwindigkeit $BD = c_n$, so ist zunächst ersichtlich, daß die kleinst-

Fig. 333.



mögliche Geschwindigkeit, mit welcher bei diesem Nutzgefälle eine Turbine umlaufen kann, durch

$$BC = \frac{1}{2} BD = \frac{1}{2} c_n \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (123)$$

gegeben ist. Diese Turbine arbeitet dann ganz ohne Reaction und die Geschwindigkeiten und Winkel sind durch

$$BA = c_e; \; CA = w_e \text{ und } EA = w_a = w_e$$

gegeben.

Nimmt man die Radgeschwindigkeit größer an, setzt z. B. $v_1 = BC_1$, so liefert der Kreis um C_1 und durch B in H_1D_1 die Größe der Reactionsgeschwindigkeit, und man hat nunmehr die Geschwindigkeiten und Winkel durch BA_1, C_1A_1 und E_1A_1 gefunden, wenn $D_1E_1 = BC_1$ gemacht wird. Zieht man BH_2 unter 45^0 gegen BB', so erhält man in gleicher Weise in BA_2, D_2A_2 und E_2A_2 die Geschwindigkeiten für eine Turbine, deren Winkel $\beta = 90^0$ ist, d. h. deren Radschaufeln senkrecht zum Umfange beginnen. Das Reactionsverhältniß dieser Turbine ist

$$\varepsilon = \frac{h_\rho}{h_n} = \frac{H_2 D_2^2}{B H_2^2} = \frac{1}{2}.$$

Wollte man die Radgeschwindigkeit gleich $c_n = BD$ annehmen, so würde der um D beschriebene Halbkreis BH_3E_3 die Schaufelrichtungen und Geschwindigkeiten in BA_3, DA_3 und EA_3 liefern u. s. w.

Diese Betrachtung lehrt, daß für ein bestimmtes Nutzgefälle die reinen Actionsturbinen die kleinste Umfangsgeschwindigkeit und die größte Wassereintrittsgeschwindigkeit c_e haben, und daß mit zunehmender Reactionswirkung die Umfangsgeschwindigkeit wächst und die Eintrittsgeschwindigkeit abnimmt.

Da die Reibungshindernisse des Wassers mit dem Quadrate der Geschwindigkeit wachsen, so geht hieraus auch hervor, daß diese Widerstände bei der Actionsturbine nicht den kleinsten Werth annehmen werden, daß dies vielmehr bei einer gewissen Größe der Reactionswirkung erst eintreten wird, und daß darüber hinaus wieder eine Zunahme dieser Widerstände wegen der vergrößerten relativen Geschwindigkeit w_a sich einstellt. Wollte man die Reibungswiderstände im Leitrade zu $\zeta \frac{c_e^2}{2g}$ und im Laufrade zu $\zeta \frac{w_a^2}{2g}$ annehmen, so ließe sich leicht beweisen, daß der Turbine $A_2BD_2E_2$ mit rechtwinkelig beginnenden Radschaufeln die geringste Reibung zukommt, weil unter allen Turbinen für diese der Werth

$$c_e^2 + w_a^2 = BA_2^2 + E_2A_2^2$$

ein Kleinstes wird. Aus diesem Grunde wird häufig empfohlen, den Winkel β für Turbinen genau oder annähernd gleich 90^0 zu setzen, während andererseits, z. B. von Redtenbacher, für β ein kleinerer Werth von etwa 60^0 empfohlen wird.

Es mögen noch zum Schlusse dieser Betrachtung die unter den gemachten Voraussetzungen $c_a = 0,25\sqrt{2gh}$ und $s = 0,12\,h$, also

$$c_n = \sqrt{2g(h - 0,25^2 h - 0,12\,h)} = \sqrt{2g \,.\, 0,8175\,h} = 0,904\,c$$

aus Fig. 333 sich ergebenden Winkel α und β bestimmt werden. Man findet z. B. für die Actionsturbine $ABCE$ diese Größen durch:

$$tang\,\alpha = \frac{0,25}{0,904}; \; \alpha = 15^0\,27'$$

$$tang\,\beta = tang\,\delta = \frac{0,25}{0,5\,.\,0,904}; \; \beta = \delta = 28^0\,57'.$$

In gleicher Weise erhält man für die Turbine $A_2BD_2E_2$ mit einem Reactionsverhältnisse gleich $\frac{1}{2}$:

$$tang\,\alpha = tang\,\delta = \frac{0,25}{0,707\,.\,0,904};\ \alpha = \delta = 21^0\,22' \text{ und } \beta = 90^0$$

und ebenso für $A_3 B D E_3$ mit $v = c_e$:

$$tang\,\alpha = \frac{0,25}{0,5\,.\,0,904};\ \alpha = 28^0\,57',\ \beta = 151^0\,3' \text{ und } \delta = 15^0\,27'$$

In ähnlicher Weise, wie hier für Axialturbinen geschehen, kann man auch an das Diagramm für Radialturbinen entsprechende Betrachtungen knüpfen, doch soll hier davon Abstand genommen werden. Es mögen vielmehr nur noch einige empirische Regeln angeführt werden, nach welchen erfahrungsmäßig das Verhältniß der einzelnen Abmessungen der Turbinen zu einander passend bestimmt werden kann.

Für das Verhältniß des inneren Halbmessers r_i zum äußeren r_a bei Axialturbinen giebt Redtenbacher als passend den Werth $\frac{r_i}{r_a} = {}^2/_3$ an, wonach der mittlere Halbmesser sich zu

$$r = \frac{r_i + r_a}{2} = {}^5/_4\, r_i = {}^5/_6\, r_a$$

und die radiale Zwischenweite der Kränze zu

$$b = r_a - r_i = {}^1/_2\, r_i = {}^1/_3\, r_a = {}^2/_5\, r$$

berechnet. Dieses Verhältniß pflegt man indessen nur zu wählen, wenn man bei großen Wassermengen den äußeren Halbmesser möglichst klein halten will, während man für kleinere Wassermengen die radiale Breite geringer, die Halbmesser also weniger verschieden macht, und wohl das Verhältniß

$$\frac{r_i}{r_a} = {}^3/_4;\ r = {}^7/_6\, r_i = {}^7/_8\, r_a;\ b = {}^2/_7\, r$$

und selbst

$$\frac{r_i}{r_a} = {}^4/_5;\ r = {}^9/_8\, r_i = {}^9/_{10}\, r_a;\ b = {}^2/_9\, r$$

anwendet.

Die axial gemessene Höhe des Leitrades sowie des Laufrades pflegt man meist zwischen $0,5\,r$ bis $0,6\,r$ anzunehmen, obwohl man auch hiervon den Verhältnissen entsprechend abweicht und für größere Räder verhältnißmäßig geringere Höhen und umgekehrt wählt. Man hat hierbei natürlich darauf zu achten, daß zwar die Leitung des Wassers in den Canälen eine sichere sei, daß aber auch sowohl starke Krümmungen als auch große Längen der Canäle möglichst vermieden werden. Das Leitrad wird des besseren Wassereintritts wegen sehr häufig entweder nur im äußeren oder auch im inneren Kranze conisch gebildet, so daß dadurch der Eintrittsquerschnitt vergrößert wird. In welcher Weise

man bei gewissen Turbinen (Girard) auch eine Erweiterung der Radaustrittsöffnung durch conische Radkränze erzielt, wird weiter unten besprochen werden. In Betreff der Schaufelzahlen wurden bereits in §. 123 nähere Angaben gemacht und sei nur noch bemerkt, daß man bei der Bestimmung dieser Zahlen, welche etwa zwischen 12 und 36 schwanken, insbesondere darauf zu achten hat, die lichte normale Weite der Canäle an den engsten Stellen nicht unter eine gewisse Größe von etwa 25 mm abnehmen zu lassen, weil sonst gar leicht eine Versetzung dieser Canäle durch Laub, Holzstückchen 2c. eintreten kann. Die Stärke der Schaufeln wurde ebenfalls in §. 123 zu etwa 0,015 r bis 0,020 r angegeben. Den Zwischenraum zwischen Leitrad und Laufrad wird man, besonders bei Reactionsturbinen, so klein wie möglich zu machen suchen, und dabei wesentlich von der Größe des Rades, der Genauigkeit der Ausführung und der Sicherheit der Fundirung abhängig sein. Man wird diesen Zwischenraum mit Rücksicht auf den eintretenden Verschleiß des Spurlagers wohl kaum geringer als 3 mm annehmen können, nach Redtenbacher soll derselbe sogar gleich 0,02 r gemacht werden.

Auch bei den Fourneyron'schen und Francis'schen Turbinen pflegt man das Verhältniß der Halbmesser $\frac{r_i}{r_a}$ zwischen $^2/_3$ und $^4/_5$ anzunehmen; die von Fourneyron selbst construirten Turbinen zeigen gewöhnlich das Verhältniß 0,66 bis 0,7 und 24 bis 30 Leitschaufeln bei 30 bis 36 Radschaufeln. Die Höhe dieser Räder richtet sich nach der Wassermenge und zwar pflegt man dieselbe je nach den Umständen 2- bis 5 mal so groß zu wählen, als die normale lichte Weite der Leitcanäle an deren Mündung ist.

Bei den Cadiat'schen Rädern ist in der Regel das Verhältniß der Halbmesser $\frac{r_a}{r_i} = 1,15$ bis 1,30, während man bei schottischen Turbinen den Austrittshalbmesser drei- bis viermal so groß zu machen pflegt, wie denjenigen der Eintrittsöffnung. Im Uebrigen muß hinsichtlich der constructiven Details auf die Veröffentlichungen praktisch ausgeführter Turbinen, sowie auf die Handbücher der Maschinenconstructionslehre verwiesen werden.

Es mögen nunmehr zur Erläuterung des bisher Angeführten einige Beispiele berechnet werden.

Beispiele. 1. Axialturbine. Eine Henschelturbine für 3 m Gefälle und 0,3 cbm Aufschlagwasser pro Secunde soll so gebaut werden, daß die Umfangsgeschwindigkeit des äußeren Umfangs 5 m und die Austrittsgeschwindigkeit des Wassers 1,8 m beträgt. §. 130.

Nimmt man vorläufig einen Gefällverlust in Folge der hydraulischen Nebenhindernisse von $s = 0,4$ m an, so hat man das nutzbare Gefälle

$$h_n = h - z - \frac{c_a^2}{2g} = 3 - 0,4 - \frac{1,8^2}{2 \cdot 9,81} = 2,435 \text{ m},$$

wozu eine Geschwindigkeit gehört von

$$c_n = \sqrt{2gh_n} = 4,429\sqrt{2,435} = 6,910 \text{ m}.$$

Man hat daher zunächst nach (35) für den äußeren Umfang

$$c_e \cos\alpha = \frac{2gh_n}{2v} = \frac{2 \cdot 9,81 \cdot 2,435}{2 \cdot 5} = 4,777 \text{ m}.$$

Da nun $c_e \cos\alpha = c_a \operatorname{cotg}\alpha$ ist, so folgt

$$\operatorname{cotg}\alpha = \frac{4,777}{1,8} = 2,654, \quad \alpha = 20^0\,39',$$

und folglich ist auch wegen $v = c_a(\operatorname{cotg}\alpha - \operatorname{cotg}\beta)$ vergl. (38):

$$\operatorname{cotg}\beta = \frac{4,777 - 5}{1,8} = -0,1239; \quad \beta = 97^0\,4'.$$

Für den Winkel δ hat man

$$\operatorname{cotg}\delta = \frac{v}{c_a} = \frac{5}{1,8} = 2,778; \quad \delta = 19^0\,48'.$$

Die Geschwindigkeiten des Wassers erhält man demgemäß zu

$$c_e = \frac{c_a}{\sin\alpha} = \frac{1,8}{0,3527} = 5,104 \text{ m}$$

$$w_e = \frac{c_a}{\sin\beta} = \frac{1,8}{0,9924} = 1,814 \text{ m}$$

$$w_a = \frac{c_a}{\sin\delta} = \frac{1,8}{0,3387} = 5,314 \text{ m}.$$

Die Größe der Reactionsgeschwindigkeit c_ρ ergiebt sich zu

$$c_\rho = \sqrt{c_n^2 - (c_e\cos\alpha)^2} = \sqrt{6,910^2 - 4,777^2} = 4,993 \text{ m}$$

entsprechend einem Reactionsgefälle von

$$h_\rho = \frac{4,993^2}{2 \cdot 9,81} = 1,271 \text{ m},$$

so daß man das Reactionsverhältniß zu

$$\varepsilon = \frac{1,271}{2,435} = 0,522$$

setzen kann. Diese Größen gelten für den äußeren Umfang vom Halbmesser r_a; setzt man den inneren Halbmesser $r_i = \frac{4}{5}\, r_a$ voraus, so ist daselbst die Umfangsgeschwindigkeit $v_i = \frac{4}{5}\, v = 4$ m, während die Ge-

schwindigkeit im mittleren Abstande $r = \frac{r_i + r_a}{2} = 0,9\, r_a$ zu 4,5 m anzunehmen ist. Mit diesen Werthen $v_i = 4$ m und $v_m = 4,5$ m erhält man in derselben Weise wie für den äußeren Umfang die Werthe für den inneren Umfang

$$c_e \cos\alpha = 5,971 \text{ m}$$
$$\alpha = 16^0\,47',\ \beta = 42^0\,24',\ \delta = 24^0\,14'$$
$$c_e = 6,234 \text{ m},\ w_e = 2,670 \text{ m},\ w_a = 4,385 \text{ m}$$
$$c_p = 3,478 \text{ m},\ h_p = 0,616 \text{ m},\ \varepsilon = 0,253$$

und für den mittleren Halbmesser:

$$c_e \cos\alpha \doteq 5,308 \text{ m}$$
$$\alpha = 18^0\,44',\ \beta = 65^0\,49',\ \delta = 21^0\,48'$$
$$c_e = 5,605 \text{ m},\ w_e = 1,973 \text{ m},\ w_a = 4,847 \text{ m}$$
$$c_p = 4,424 \text{ m},\ h_p = 0,998 \text{ m},\ \varepsilon = 0,410.$$

Zur Bestimmung der Halbmesser hat man

$$Q = \pi\,(r_a^2 - r_i^2)\, c_a,$$

denn da c_a die normale Aus- oder Eintrittsgeschwindigkeit an den durch Schaufeln nicht verengten Stellen (Spalt) bedeutet, so hat man auf die Schaufeldicken hierbei nicht zu rücksichtigen. Man erhält daher mit $r_i = 0,8\, r_a$ aus

$$0,3 = 3,1415\, r_a^2\, (1 - 0,8^2)\, 1,8 = 2,036\, r_a^2$$

den äußeren Radius

$$r_a = \sqrt{\frac{0,3}{2,036}} = 0,384 \text{ m},$$

und daher den inneren Halbmesser

$$r_i = 0,8\, r_a = 0,307 \text{ m}.$$

Das Rad vollführt sonach pro Minute $\frac{60\,.\,5}{2\,.\,3,1415\,.\,0,384} = 124,3$ Umdrehungen.

Die Höhe jedes Rades wird man passend zu 0,180 m annehmen können. Giebt man dem Laufrade 24 Schaufeln, so beträgt die Theilung in dem mittleren Schnitte

$$s = \frac{2\,.\,3,1415}{24} \cdot \frac{0,384 + 0,307}{2} = 0,091 \text{ m},$$

daher die lichte Weite eines Canals an der Ausmündung, welche in der

Mitte unter dem Winkel $\delta = 21^0 48'$ gegen den Umfang geneigt ist, bei einer Schaufeldicke von $d = 7$ mm

$$e = t . sin\ 21^0 48' - d = 91 . 0,372 - 7 = 26,9 \text{ mm}.$$

Für das Leitrad kann man etwa 16 Schaufeln annehmen. Die oben ermittelten Geschwindigkeiten c_e, w_e und w_a können dazu dienen, mit Hülfe der Formeln der §§. 123 bis 125 die einzelnen Widerstände genauer zu berechnen; diese Rechnung soll hier nicht vorgenommen werden. Es wurden indeß diese Widerstände in der oben angegebenen Art aus einem im Maßstabe $1/_{20}$ gezeichneten Diagramme entnommen, und zwar wurde hierbei ein Reibungscoefficient $\varphi = 0,08$, also $\sqrt{\varphi} = 0,28$ vorausgesetzt, und für die Schaufeln des Leitrades das Verhältniß $\frac{d}{t} = \frac{1}{20}$, für die des Laufrades $\frac{d}{t} = \frac{1}{12}$ zu Grunde gelegt. Die Summirung aller einzelnen Verlustgeschwindigkeiten ergab hierbei im Diagramm für den inneren Halbmesser für die Verlustgeschwindigkeit c_z eine Strecke von 132 mm gleich einer Geschwindigkeit von 2,64 m, welche einer Gefällhöhe von 0,355 m entspricht. Dieser Werth liegt dem von vornherein angenommenen $z = 0,40$ m nahe genug, um eine Wiederholung der Rechnung unnöthig zu machen, und man kann folglich den hydraulischen Wirkungsgrad der Turbine

$$\eta_h = \frac{h_n}{h} = \frac{2,435}{3} = 0,812$$

und daher die zu erwartende Leistung zu

$$\eta_h Q \gamma h = 0,812 . 0,3 . 1000 . 3 = 730,8 \text{ Meterkilogr.} = 9,75 \text{ Pferdekraft}$$

veranschlagen. Hiervon wird noch ein gewisser Betrag durch die Zapfenreibung aufgezehrt, dessen Bestimmung weiter unten gezeigt werden soll.

2. Fourneyronturbine. Für ein Gefälle $h = 2,5$ m und ein Aufschlagquantum $Q = 1$ cbm pro Secunde soll eine Fourneyron'sche Turbine mit parallelen Kränzen entworfen werden, für welche das Verhältniß $\nu = \frac{r_e}{r_a} = {}^3/_4$ zu Grunde gelegt und die Winkel $\alpha = 24^0$ und $\beta = 80^0$ angenommen werden sollen.

Nimmt man zunächst zur Festsetzung der Verhältnisse eine normale Eintrittsgeschwindigkeit $c_{ne} = 1$ m an, so erhält man durch die Formeln (57) bis (66):

$$\mathfrak{c}_{na} = 0{,}75\,m,\ \mathfrak{c}_e = \frac{1}{sin\,24^0} = 2{,}459\ m$$

$$\mathfrak{w}_e = \frac{1}{sin\,80^0} = 1{,}015\ m$$

$$\mathfrak{v}_e = cotg\,24^0 - cotg\,80^0 = 2{,}070\ m$$

$$\mathfrak{v}_a = {}^4/_3\,\mathfrak{v}_e = 2{,}760\ m$$

$$\mathfrak{h}_\rho = \frac{\mathfrak{c}_\rho}{2\,g} = \frac{1}{2\,g}\,(0{,}75^2 + \mathfrak{v}_e^2 - \mathfrak{w}_e^2) = 0{,}195$$

$$\mathfrak{h}_n = \frac{\mathfrak{c}_n^2}{2\,g} = \frac{1}{2\,g}\ 2\,cotg\,24^0\ \mathfrak{v}_e = 0{,}474$$

$$\mathfrak{h}_w = \frac{\mathfrak{c}_w^2}{2\,g} = \frac{1}{2\,g}\,(0{,}75^2 + 2\,cotg\,24^0\ \mathfrak{v}_e) = 0{,}503$$

$$\mathfrak{w}_a = \sqrt{0{,}75^2 + \mathfrak{v}_a^2} = 2{,}860.$$

$$cotg\,\delta = \frac{\mathfrak{v}_e}{0{,}75^2} = 3{,}680;\ \delta = 15^0\,12'.$$

Setzt man nun voraus, daß durch die Reibungswiderstände ein Gefällverlust von $z = 0{,}14\,h = 0{,}35$ m entstehe, das wirksame Gefälle daher zu $h_w = 2{,}5 - 0{,}35 = 2{,}15$ m sich stellt, so hat man die vorstehend berechneten Gefälle mit $\frac{2{,}15}{0{,}503} = 4{,}274$ und die Geschwindigkeiten mit $\sqrt{4{,}274} = 2{,}067$ zu multipliciren. Man erhält dann

$$c_{ne} = 2{,}067\ m,\ c_{na} = 1{,}550\ m,$$

ferner die Eintrittsgeschwindigkeiten des Wassers

$$c_e = 5{,}083\ m$$

und die Radgeschwindigkeiten

$$v_e = 4{,}279\ m \text{ und } v_a = 5{,}705\ m.$$

Ebenso erhält man das Nutzgefälle

$$h_n = 4{,}274 \,.\, 0{,}474 = 2{,}026\ m,$$

so daß der hydraulische Wirkungsgrad $\eta_h = \frac{2{,}026}{2{,}5} = 0{,}810$ folgt. Das Reactionsgefälle berechnet sich zu

$$h_\rho = 4{,}274 \,.\, 0{,}195 = 0{,}833\ m,$$

so daß von der ausgeübten Nutzwirkung $\frac{0{,}833}{2{,}026} = 0{,}411$ oder ca. 41 Procent durch Reaction nutzbar gemacht werden.

Um die Dimensionen des Rades zu bestimmen, sei die axial gerichtete Höhe desselben zwischen den beiden Kränzen etwa

$$b = 0,3\, r_a = 0,4\, r_i$$

gesetzt. Alsdann findet man den äußeren Halbmesser r_a aus

$$Q = 2\pi r_a b c_{na} = 2\,.\,3,1415\,.\,0,3\, r_a^2\,.\,1,55 = 1 \text{ cbm},$$

woraus

$$r_a = \sqrt{\frac{1}{2,9216}} = 0,585 \text{ m}$$

folgt; der innere Halbmesser ist dabei $r_e = 0,439$ m und die lichte Höhe zwischen den Kränzen 0,175 m.

Die Umdrehungszahl des Rades erhält man zu $\frac{60\,.\,5,705}{2\,.\,3,14\,.\,0,585} = 93,1$ pr. Minute und die zu erwartende Leistung ergiebt sich, abgesehen von der Zapfenreibung und dem Wasserverluste durch den Spalt zu

$$N = \eta_h \frac{Q h \gamma}{75} = \frac{0,810\,.\,1\,.\,2,5\,.\,1000}{75} = 27 \text{ Pferdekraft.}$$

Nimmt man für das Leitrad 20 und für das Laufrad 24 Schaufeln von 7 mm Dicke an, so ergiebt sich die lichte normale Weite der Leitradausmündungen zu

$$\frac{2\,.\,\pi\,.\,439}{20} \sin 24 - 7 = 56 - 7 = 49 \text{ mm},$$

gleich $\frac{49}{175} = 0,28$ der lichten Radhöhe. Desgleichen berechnet sich die lichte normale Weite der Radcanäle am äußeren Umfange zu

$$\frac{2\,.\,\pi\,.\,585}{24} \sin 15^0\,12' - 7 = 40 - 7 = 33 \text{ mm}.$$

Wenn man diesen Schaufelzahlen und Stärken entsprechend durch das bekannte Diagramm die Stoßgeschwindigkeiten und mit einem Reibungscoefficienten von 0,05 die Reibungsverluste ermittelt, so erhält man folgende Gefällhöhen für die Reibung:

$$z_{\zeta l} = 0,091 \text{ m};\; z_{\zeta r} = 0,089 \text{ m},$$

und für die Stoßverluste wegen der Schaufeldicken:

$$z_{s1} = 0,012 \text{ m},\; z_{s2} = 0,057 \text{ m im Leitrade},$$

$$z_{s3} = 0,017 \text{ m},\; z_{s4} = 0,162 \text{ m im Laufrade}.$$

Die Summe aller dieser Gefällverluste beträgt 0,428 m, also mehr als von vornherein für z (0,35 m) angenommen wurde. Man erkennt aus den vorstehenden Zahlen, daß hauptsächlich der Verlust an Geschwindigkeit beim Austritte des Wassers aus dem Rade ($z_{s4} = 0,162$ m) diesen großen Verlust bedingt, was durch den kleinen Werth von δ ($15^0\,12'$) sich erklärt.

Man kann durch Zuschärfung beziehungsweise Verdünnung der Schaufelbleche diesen Verlust herabziehen, und erhält z. B., wenn die Schaufelbleche an den Ausmündungen des Rades bis auf 5 mm verjüngt werden, den Verlust $z_{s4} = 0{,}086$ m, so daß unter dieser Voraussetzung die ganze Verlusthöhe sich zu $z = 0{,}352$ m herausstellt, welcher Werth mit dem oben angenommenen hinreichend übereinstimmt.

Man erkennt übrigens aus dem oben gefundenen geringen Werthe von $z_{s3} = 0{,}017$ m, welcher dem Eintritte in das Laufrad entspricht, daß die gewöhnlich beliebte Zuschärfung der Anfänge der Radschaufeln nur wenig Vortheil gewähren kann, und vielmehr eine Verdünnung der Schaufelbleche nach den Ausmündungen hin angezeigt erscheint.

3. Francis'sche Turbine. Es möge die Aufgabe vorliegen, für ein Gefälle von $h = 4$ m und ein Wasserquantum $Q = 0{,}5$ cbm pr. Secunde eine äußere Radialturbine zu construiren, welche das Wasser mit einer normalen Austrittsgeschwindigkeit von $c_{na} = 2{,}2$ m entläßt und zur möglichsten Verminderung des Wasserverlustes durch den Spalt mit einem Reactionsverhältnisse arbeitet, welches den Werth 0,10 nicht übersteigt. Das Verhältniß der Halbmesser sei zu $\frac{r_e}{r_a} = r = {}^4/_3$ vorausgesetzt.

Nimmt man hier die Widerstandshöhe $z = 0{,}5$ m, also das wirksame Gefälle zu $h_w = h - z = 3{,}5$ m an, so hat man der Voraussetzung gemäß das nutzbare Gefälle

$$h_n = h_w - \frac{c_{na}^2}{2g} = 3{,}5 - 0{,}051 \, . \, 2{,}2^2 = 3{,}253 \text{ m}.$$

Der gestellten Bedingung gemäß ist

$$h_p = 0{,}1\, h_n = 0{,}325 \text{ m},$$

und da nach (51)

$$h_w = h_c + h_p$$

ist, so hat man die zur Erzeugung der Eintrittsgeschwindigkeit c_e verwendete Geschwindigkeitshöhe

$$h_c = h_w - h_p = 3{,}5 - 0{,}325 = 3{,}175 \text{ m},$$

woraus die Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers

$$c_e = \sqrt{2\,g\,h_c} = 4{,}429 \sqrt{3{,}175} = 7{,}892 \text{ m}$$

folgt. Da nun die radiale Componente der Eintrittsgeschwindigkeit

$$c_{ne} = \frac{c_{na}}{v} = {}^3/_4\, 2{,}2 = 1{,}65 \text{ m}$$

ist, so hat man deren horizontale Componente

$$c_e \cos\alpha = \sqrt{c_e^2 - c_{ne}^2} = \sqrt{7{,}892^2 - 1{,}65^2} = 7{,}718 \text{ m},$$

und daher aus (35) die Geschwindigkeit v_e des Eintrittsumfanges

$$v_e = g \frac{h_n}{c_e \cos \alpha} = 9,81 \frac{3,253}{7,718} = 4,135 \text{ m}$$

und diejenige des inneren Umfanges

$$v_a = 0,75 . 4,135 = 3,101 \text{ m}.$$

Man hat nunmehr für den Winkel α der Leitschaufeln

$$\sin \alpha = \frac{c_{ne}}{c_e} = \frac{1,65}{7,892} = 0,2091; \ \alpha = 12^0 4'$$

und für den Anfang der Radschaufeln

$$\cot g \beta = \frac{c_e \cos \alpha - v_e}{c_{ne}} = \frac{7,718 - 4,135}{1,65} = 2,172; \ \beta = 24^0 44'.$$

Ebenso folgt die Neigung δ des letzten Schaufelelements gegen den inneren Radumfang aus

$$\cot g \delta = \frac{v_a}{c_{na}} = \frac{3,101}{2,2} = 1,409 \text{ zu } \delta = 35^0 21'.$$

Will man behufs der Berechnung der Reibungswiderstände die relativen Geschwindigkeiten kennen, so hat man

$$w_e = \frac{c_{ne}}{\sin \beta} = \frac{1,65}{0,4183} = 3,944 \text{ m}$$

und

$$w_a = \frac{c_{na}}{\sin \delta} = \frac{2,2}{0,5786} = 3,802 \text{ m}.$$

Die relative Austrittsgeschwindigkeit wird hier also trotz der Reactionswirkung kleiner, als die relative Eintrittsgeschwindigkeit, was dem Einflusse der Centrifugalkraft zuzuschreiben ist.

Nimmt man die lichte Höhe zwischen den Kränzen hier zu $b = 0,25 r_e$ an, so erhält man den Eintrittshalbmesser aus

$$Q = 0,5 \text{ cbm} = 2 \pi . r_e^2 . 0,25 c_{ne} = 6,283 . 0,25 . 1,65 . r_e^2 = 2,5917 r_e^2$$

zu

$$r_e = \sqrt{0,1929} = 0,439 \text{ m},$$

daher den inneren Halbmesser

$$r_a = {}^3/_4 r_e = 0,329 \text{ m}$$

und die lichte Radhöhe $b = 0,110$ m.

Das Rad macht pr. Minute $\frac{60 . 4,135}{2 . \pi . 0,439} = 90$ Umdrehungen. Der hydraulische Wirkungsgrad bestimmt sich zu

$$\eta_h = \frac{h_n}{h} = \frac{3,253}{4} = 0,813$$

und die zu erwartende Leistung, abgesehen von dem Wasserverluste durch den Spalt und die Zapfenreibung berechnet sich zu

$$N = \frac{0,813 \,.\, 0,5 \,.\, 1000 \,.\, 4}{75} = 21,7 \text{ Pferdekraft.}$$

Bestimmt man durch das Diagramm in bekannter Weise die Widerstände des Wassers, so findet sich, daß hier der Stoßverlust, welcher dem Austritte des Wassers aus dem Leitrade entspricht, wegen des kleinen Winkels α sehr bedeutend ausfällt, weswegen es bei den äußeren Radialturbinen angezeigt erscheint, die Enden der Leitschaufeln möglichst zuzuschärfen.

Es möge für die vorliegende Turbine auch der Wasserverlust durch den Spalt bestimmt werden. Derselbe ist außer von dem Querschnitte der dem Wasser dargebotenen Oeffnungen wesentlich abhängig von der Größe des Ueberdruckes, um welchen die Pressung im Innern des Spalts größer ist, als außerhalb. Es ist leicht zu ersehen, daß dieser Ueberdruck im Spalte um die Widerstandshöhe z_r, welche den Nebenhindernissen beim Durchgange durch das Rad entspricht, größer sein muß, als die Reactionsdruckhöhe h_ρ, indem dieser Ueberdruck genügen muß, um neben der Reactionswirkung auch noch die schädlichen Widerstände beim Durchgange durch das Rad zu überwinden.

Diese Widerstände entstehen aus den Geschwindigkeitsverlusten c_{s3} und c_{s4} beim Eintritte in das Rad und beim Austritte aus demselben, und aus der Reibung in den Radcanälen. Die Gefällverluste, welche diesen drei Widerständen entsprechen, und welche nach den Formeln der §§. 123 bis 125 leicht berechnet werden können, wurden graphisch aus dem Diagramm bestimmt. Hierbei ergaben sich bei Annahme einer Schaufeldicke $d = 7$ mm und bei 24 Radschaufeln, sowie bei einem Reibungscoefficienten $\varphi = 0,062$, die Werthe $z_{s3} = 0,026$ m, $z_{s4} = 0,021$ m, $z_{\zeta r} = 0,066$ m, also zusammen $z_r = 0,113$ m. Daher entspricht der Spaltenüberdruck einer Wassersäule von

$$h_{sp} = h_\rho + z_r = 0,325 + 0,113 = 0,438 \text{ m.}$$

Als Oeffnung hat man nun hier den ringförmigen Schlitz zwischen den unteren Radkränzen vom Halbmesser $r_e = 0,439$ m und einer Breite anzusehen, welche jedenfalls nicht unter 3 mm wird betragen können. Unter Annahme dieser geringsten Weite ergiebt sich daher die Durchgangsöffnung

$$2\pi \,.\, 0,439 \,.\, 0,003 = 0,0083 \text{ qm.}$$

Setzt man nun einen Ausflußcoefficienten für Oeffnungen in dünner Wand

von etwa 0,6 voraus, so bestimmt sich das pr. Secunde ungenützt durch den Spalt fließende Wasser zu

$$\Delta Q = 0{,}6 \,.\, 0{,}0083 \sqrt{2g \,.\, 0{,}438} = 0{,}00498 \,.\, 2{,}931 = 0{,}0146 \text{ cbm}.$$

Dies repräsentirt also im Vergleich mit dem vorhandenen Aufschlagquantum von 0,5 cbm einen procentischen Verlust von $\frac{0{,}0146}{0{,}5} = 0{,}029$ gleich circa 3 Proc., und man hätte daher den oben gefundenen Werth des hydraulischen Wirkungsgrades von 0,813 in dem Verhältniß $\frac{0{,}4854}{0{,}5} = 0{,}97$ zu reduciren, so daß dann $\eta_h = 0{,}97 \,.\, 0{,}813 = 0{,}789$ folgt. Man erkennt hieraus, wie die Größe dieses Wasserverlustes unter sonst gleichen Verhältnissen wesentlich mit der Reactionswirkung steigt. Würde die vorstehende Turbine z. B. mit einem Reactionsverhältnisse $\varepsilon = \frac{1}{2}$ arbeiten, so wäre $h_\rho = \frac{1}{2} h_n = 1{,}627$ m und der Spaltenüberdruck $h_{sp} = 1{,}627 + 0{,}113 = 1{,}740$ m, wodurch der Wasserverlust im Verhältniß $\sqrt{\frac{1{,}740}{0{,}438}} = 2$ mal größer, also etwa gleich 6 Proc. ausfallen würde. Dagegen fällt bei einer reinen Actionsturbine dieser Verlust ganz fort, da hier ein Spaltenüberdruck nicht vorhanden ist.

4. Tangentialrad. Es soll für ein Gefälle von 12 m und ein Wasserquantum $Q = 0{,}10$ cbm ein Tangentialrad entworfen werden, welchem das Wasser unter einem Neigungswinkel $\alpha = 12^0$ gegen den äußeren Umfang zugeführt wird.

Da man Tangentialräder aus später zu erkennenden Gründen ohne Reaction arbeiten läßt, so ist $h_\rho = 0$ anzunehmen, weshalb hierdurch und durch den Winkel α die Turbine vollständig bestimmt ist. Legt man für die Halbmesser hier ein Verhältniß $\nu = \frac{r_e}{r_a} = \frac{5}{4}$ zu Grunde, so erhält man den Winkel β aus Gleichung (53) durch

$$cotg\, \beta = \frac{\cos 2\alpha + \nu^2 \sin^2 \alpha}{\sin 2\alpha} = \frac{0{,}9136 + 1{,}25^2 \,.\, 0{,}2079^2}{0{,}4067}$$
$$= 2{,}412;\ \beta = 22^0\, 31'.$$

Um die Geschwindigkeiten zu bestimmen, hat man hier die Austrittsgeschwindigkeit $c_e = \sqrt{2g(h - z_0 - z_l)}$, wenn z_l die Widerstandshöhe im Leitapparate und z_0 diejenige im Zuführungsrohre sind, während, wie schon in §. 126 angeführt wurde, die Widerstände z_r im Rade hier auf Kosten der relativen Geschwindigkeit w_e überwunden werden müssen. Nimmt man etwa $z_0 + z_l = 0{,}09\, h$ und $z_r = 0{,}06\, h$ an, so erhält man die Austrittsgeschwindigkeit des Wassers aus dem Leitrade

$$c_e = 4{,}429\sqrt{0{,}91\,.\,12} = 14{,}638 \text{ m}$$

und daher folgt nach (16)

$$v_e = c_e \frac{\sin(\beta - \alpha)}{\sin \beta} = 14{,}638\,.\frac{\sin 10^0\,31'}{\sin 22^0\,31'} = 6{,}976$$

und

$$w_e = c_e \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} = 14{,}638\,.\frac{\sin 12^0}{\sin 22^0\,31'} = 7{,}946 \text{ m}.$$

Die Geschwindigkeit am inneren Umfange ist

$$v_a = {}^4/_5\,.\,6{,}976 = 5{,}581 \text{ m}.$$

Da durch die Reibungswiderstände beim Durchgange durch die Radcanäle etwa eine Geschwindigkeit gleich $c_{\zeta r} = 0{,}25\,w_e = 2$ m verloren geht, so behält die relative Austrittsgeschwindigkeit w_a nach (120) den Werth

$$w_a = \sqrt{w_e^2 - c_{\zeta r}^2 + v_a^2 - v_e^2} = \sqrt{7{,}946^2 - 4 + 5{,}581^2 - 6{,}976^2}$$
$$= 6{,}452 \text{ m}.$$

Soll das Wasser nun radial austreten, so hat man dem letzten Schaufelelemente des Rades gegen den inneren Umfang eine Neigung δ zu geben, welche durch

$$\cos \delta = \frac{v_a}{w_a} = \frac{5{,}581}{6{,}452} = 0{,}8650,$$

zu $\delta = 30^0\,7'$ gegeben ist.

Es muß bemerkt werden, daß bei solchen von außen beaufschlagten Tangentialrädern immer noch zu untersuchen ist, ob der im Innern vorhandene Austrittsquerschnitt des Rades mit Rücksicht auf die Schaufeldicken genügt, um das unter der Voraussetzung reiner Actionswirkung aus dem Einlaßapparate austretende Wasserquantum auch wirklich hindurch zu lassen. Die radiale Austrittsgeschwindigkeit ist durch $w_a \sin \delta$, in dem vorliegenden Falle durch $6{,}452\,.\,\sin 30^0\,7' = 3{,}237$ m gegeben, während die radiale Eintrittsgeschwindigkeit durch $c_e \sin \alpha = 14{,}638 \sin 12^0 = 3{,}043$ m ausgedrückt ist. Da nun die Halbmesser und bei parallelen Radkränzen auch die Oeffnungen $F_a : F_e$ wie 4 zu 5 sich verhalten, so ist leicht zu erkennen, daß, wenn durch die Schaufeldicken eine Versperrung des Einlaufs nicht stattfände, die oben gefundene radiale Austrittsgeschwindigkeit von 3,237 m zu klein sein würde, da die radiale Eintrittsgeschwindigkeit $c_{ne} = 3{,}043$ m eine radiale Austrittsgeschwindigkeit von $\nu\,.\,c_{ne} = 1{,}25\,.\,3{,}043 = 3{,}804$ m erfordern würde. Nun wird zwar, wie in §. 124 bemerkt wurde, wegen der Versperrung des Einlaufs durch die Radschaufeln eine vollständige Ausfüllung der Radcanäle beim Eintritte nicht stattfinden, immerhin aber hat man zu untersuchen, ob der Austrittsquerschnitt die genügende Größe hat. Wenn das letztere nicht der Fall ist, so hat man entweder die Weite zwischen

den Kränzen am Austrittsumfange entsprechend zu vergrößern, wie dies bei den Girard'schen Turbinen (s. unten) geschieht, oder man muß, wenn dies nicht geschehen soll, auf den normalen Austritt verzichten, indem man den Winkel δ so bestimmt, daß die relative Austrittsgeschwindigkeit w_a eine radiale Componente hat, wie sie durch die Querschnittsverhältnisse gefordert wird.

Um den Durchmesser des Tangentialrades zu bestimmen, kann man noch eine gewisse willkürliche Annahme, z. B. eine solche über die Umdrehungszahl des Rades, machen. Es möge im vorliegenden Falle etwa die Bedingung gestellt sein, daß das Rad in jeder Minute 120 Umdrehungen machen soll, so bestimmt sich der äußere Halbmesser r_e durch

$$2 \pi r_e . 120 = 60 . v_e = 60 . 6,976 = 418,56 \text{ m}$$

zu $r_e = 0,555$ m und der innere Halbmesser zu

$$r_a = 0,8 . 0,555 = 0,444 \text{ m},$$

daher die Kranzbreite zu 0,111 m.

Nimmt man nun an, der in zwei diametral gegenüber angeordneten Mundstücken bestehende Einlauf erstrecke sich auf $^1/_8$ des äußeren Umfanges, so beträgt die peripherische Länge jedes Mundstückes $^1/_{16}\, 2 \pi r_e = 0,218$ m. Sind in jedem Einlaufe zwei Leitschaufeln von 6 mm Dicke angebracht, so wird durch dieselben die lichte Breite des Mundstückes um

$$\frac{2 . 0,006}{\sin 12^0} = 0,058 \text{ m}$$

beschränkt, so daß im Umfange gemessen eine Breite von 0,218 — 0,058 = 0,160 m verbleibt. Von dieser Oeffnung wird nun noch ein gewisser Theil durch die vorübergehenden Radschaufeln versperrt, und zwar kann man bei 40 Radschaufeln annehmen, daß durchschnittlich $^{40}/_{16} = 2,5$ vor einem Mundstücke stehen, daher von dessen lichter Oeffnung

$$\frac{2,5 . 0,006}{\sin 22^0\, 31'} = 0,040 \text{ m}$$

versperren. Sonach verbleibt als peripherische lichte Oeffnung jedes Einlaufs 0,160 — 0,040 = 0,120 m, durch welche Oeffnung das Wasser mit einer radialen Geschwindigkeit $c_e \sin \alpha = 14,638 . \sin 12^0 = 3,043$ m hindurchtritt. Um daher die axiale Breite b der Einläufe und des Rades zu erhalten, setzt man

$$Q = 0,1 \text{ cbm} = 2 . 0,120\, b . 3,043,$$

woraus

$$b = 0,137 \text{ m}$$

folgt. Das Wasser, welches mit $c_e = 14,638$ m Geschwindigkeit durch den

Spalt tritt, hat unmittelbar vor dem Austritte wegen der Versperrung durch die Radschaufeln eine Geschwindigkeit von nur

$$\frac{0,120}{0,160}\, 14,638 = 10,978 \text{ m},$$

so daß in Folge der plötzlichen Geschwindigkeitsänderung eine Gefällhöhe

$$z_{sp} = \frac{(14,638 - 10,978)^2}{2\,g} = 0,051\,.\,13,396 = 0,683 \text{ m}$$

verloren geht, welcher Verlust sich indessen durch geeignete Zuschärfung der Anfänge der Radschaufeln entsprechend herabziehen läßt.

Da die im Anfange gemessene freie Oeffnung für 2,5 Schaufeln des Rades außen

$$\tfrac{1}{16}\, 2\,\pi\,.\,0,555 - \tfrac{5}{2}\, \frac{0,006}{\sin 22^0\, 31'} = 0,218 - 0,040 = 0,178 \text{ m}$$

beträgt, so ergiebt sich, daß das in das Rad eintretende Wasser den Querschnitt der Radcanäle nur in dem Verhältnisse

$$\frac{0,120}{0,178} = 0,67 \text{ oder zu nahe } \tfrac{2}{3}$$

erfüllt.

Ebenso findet man den lichten Austrittsquerschnitt für $\tfrac{1}{16}$ des Rades zu

$$\tfrac{1}{16}\, 2\,\pi\,.\,0,444 - \tfrac{5}{2}\, \frac{0,006}{\sin 30^0\, 7'} = 0,174 - 0,030 = 0,144 \text{ m}.$$

Demnach würde dieser Austrittsquerschnitt, wenn er gänzlich vom Wasser erfüllt sein sollte, mit einer Radialgeschwindigkeit von nur

$$\frac{0,120}{0,144}\, 3,043 = 2,536 \text{ m}$$

durchflossen werden müssen. Da nun aber oben gefunden wurde, daß die radiale Ausflußgeschwindigkeit

$$w_a \sin 30^0\, 7' = 3,237 \text{ m}$$

beträgt, so erkennt man hieraus, daß auch die Austrittsöffnung der Canäle trotz des geringeren Halbmessers noch nicht vollständig, sondern nur im Verhältniß

$$\frac{2,536}{3,237} = 0,79,$$

also noch nicht zu $\tfrac{4}{5}$ gefüllt sein wird.

Der Wirkungsgrad des Tangentialrades würde sich nun mit obigen Verlusten, nämlich $0,09\, h = 1,08$ m im Zuführungsrohre und Leitapparate $z_{sp} = 0,683$ m im Spalte, ferner

$$z_r = \frac{c_{\zeta r}^2}{2g} = \frac{4}{2g} = 0{,}204 \text{ m}$$

in den Radcanälen und wegen der Austrittsgeschwindigkeit

$$\frac{3{,}237^2}{2g} = 0{,}534 \text{ m}$$

zu

$$\eta_h = \frac{12 - 1{,}08 - 0{,}683 - 0{,}204 - 0{,}534}{12} = \frac{9{,}499}{12} = 0{,}791$$

und die Leistung zu

$$N = \frac{0{,}791 \,.\, 0{,}1 \,.\, 1000 \,.\, 12}{75} = 12{,}66 \text{ Pferdekraft}$$

stellen, wenn nicht ein bedeutendes Wasserquantum durch den Spaltzwischenraum verspritzte. Diesen erfahrungsmäßig beträchtlichen Verlust muß man sich aus den kräftigen Stoßwirkungen erklären, welche das mit der großen Geschwindigkeit von 14,638 m ausströmende Wasser gegen die Schaufelenden ausübt, da ein Spaltenüberdruck, welcher das Wasser heraustreiben könnte, hier nicht vorhanden ist.

5. Schottische Turbine. Die im vorhergehenden Beispiele zu Grunde gelegte Wasserkraft von $Q = 0{,}1$ cbm und $h = 12$ m Gefälle soll durch eine schottische Turbine ausgenutzt werden, deren äußere Umfangsgeschwindigkeit 12 m betragen und welcher das Wasser im Innern mit 1,5 m Geschwindigkeit zufließen soll.

Es sei hier ein Halbmesserverhältniß $\nu = \frac{r_e}{r_a} = \frac{1}{3}$ und ein Verhältniß der peripherisch gemessenen Oeffnungen $\chi = \frac{F_e}{F_a} = 1{,}5$ vorausgesetzt. Alsdann hat man die Radgeschwindigkeit des Eintrittsumfanges

$$v_e = \nu v_a = {}^{12}/_3 = 4 \text{ m}$$

und erhält daher zur Vermeidung des Stoßes beim Eintritte den Anfangswinkel β durch

$$cotg\,\beta = \frac{v_e}{c_e} = \frac{4}{1{,}5} = 2{,}6667; \text{ zu } \beta = 159^0\,26'.$$

Nimmt man die hydraulischen Nebenhindernisse des Wassers in der Zuleitungsröhre, dem Einführungsapparate und dem Rade zu

$$z = 0{,}12\,h = 1{,}44 \text{ m}$$

an, so verbleibt als wirksames Gefälle

$$h_w = 12 - 1{,}44 = 10{,}56 \text{ m},$$

und man erhält aus (74) den Winkel δ, unter welchem das letzte Element der Radcanäle gegen den Umfang zu neigen ist. Man hat hiernach nämlich:

$$\frac{\chi^2}{\sin^2\delta} = \frac{2\,g\,h_w}{c_e^2} + \frac{\operatorname{cotg}^2\beta}{\nu^2} = \frac{2\,.\,9{,}81\,.\,10{,}56}{2{,}25} + \frac{2{,}6667^2}{{}^1/_9} = 156{,}0832,$$

woraus

$$\sin\delta = \frac{1{,}5}{\sqrt{156{,}083}} = 0{,}1201;\ \delta = 6^0\,54'$$

folgt. Das Reactionsgefälle hat man gleich

$$h_\rho = h_w - \frac{c_e^2}{2\,g} = 10{,}56 - 0{,}115 = 10{,}445 \text{ m},$$

und die absolute Austrittsgeschwindigkeit nach (76) zu

$$c_a = c_e\sqrt{\frac{\chi^2}{\sin^2\delta} + \frac{\operatorname{cotg}^2\beta}{\nu^2} - 2\,\frac{\chi}{\nu}\operatorname{cotg}\beta\,\operatorname{cotg}\delta}$$

$$= 1{,}5\sqrt{156{,}083 + 64 - 2\,\frac{1{,}5}{{}^1/_3}\,2{,}6667\,.\,8{,}2635}$$

$$= 1{,}5\sqrt{21{,}758} = 7{,}0 \text{ m}.$$

Demgemäß ist das nutzbar gemachte Gefälle

$$h_n = h_w - \frac{c_a^2}{2\,g} = 10{,}56 - 0{,}051\,.\,7^2 = 10{,}56 - 2{,}499 = 8{,}061 \text{ m}$$

und daher der hydraulische Wirkungsgrad, von Wasserverlusten abgesehen, nur

$$\eta_h = \frac{8{,}061}{12} = 0{,}672.$$

Um die Durchmesser zu bestimmen, nehme man für das Zuführungsrohr eine Wassergeschwindigkeit von 1 m an, so ist dessen Querschnitt

$$\pi\,r_o^2 = 0{,}1 \text{ qm},$$

also der Halbmesser $r_o = 0{,}179$ m. Nimmt man daher den inneren Halbmesser des Rades zu $r_e = 0{,}2$ m an, so findet man die axiale Höhe b der Canäle aus

$$Q = 0{,}1 = 2\,\pi\,r_e\,b\,.\,c_e = 1{,}885\,b$$

zu

$$b = \frac{0{,}1}{1{,}885} = 0{,}053 \text{ m}.$$

Die Länge der Eintrittsöffnung beträgt, da das Wasser auf dem ganzen inneren Umfange eintritt, $2\,\pi\,r_e = 1{,}257$ m, daher die peripherische Länge aller Ausflußmündungen zusammen ${}^2/_3\,.\,1{,}257 = 0{,}838$ m. Vertheilt man dieselbe auf drei Canäle, so erhält man für jeden derselben eine im

Umfange gemessene Oeffnung von $\frac{1}{3} . 0,838 = 0,279$ m, und sonach hat man die lichte Normalweite jeder Oeffnung gleich:

$$0,279 \;.\; \sin 6^0\, 54' = 0,034 \text{ m}.$$

Der äußere Radhalbmesser ist

$$r_a = \nu r_e = 3 . 0,2 = 0,6 \text{ m},$$

und daher die Umdrehungszahl der Turbine pr. Minute

$$\frac{60 . 12}{2 \pi . 0,6} = 190,7.$$

Die Leistung würde sich mit dem oben berechneten Wirkungsgrade zu

$$N = \frac{0,672 . 0,1 . 1000 . 12}{75} = 10,75 \text{ Pferdekraft}$$

ergeben. Hiervon geht aber ein beträchtlicher Theil noch durch die Reibung an der Dichtungsfläche zwischen dem Einlaufe und dem Rade verloren, denn die bedeutende Größe des Reactionsgefälles ($h_\rho = 10,445$ m) erfordert, daß man an dieser Stelle eine sorgfältige Dichtung vorzunehmen hat, wenn sich nicht ein sehr beträchtlicher Wasserverlust durch den Spalt einstellen soll.

Wenn man anstatt einer schottischen Turbine ein Althans'sches Reactionsrad nach Art der Fig. 291 mit radial angesetzten Schwungröhren anwenden will, so sei etwa $\nu = \frac{r_e}{r_a} = \frac{1}{5}$ vorausgesetzt und angenommen, daß das Wasser die Schwungröhren mit einer absoluten Geschwindigkeit c_a verlasse, welche gleich der halben Umlaufsgeschwindigkeit v_a am äußeren Umfange ist. Hiernach, und mit $v_e = \frac{1}{5} v_a$ erhält man dann, wenn wieder $h_w = h - 0,12 h = 10,56$ m gesetzt wird, nach (85):

$$2 . 9,81 . 10,56 = \frac{1}{4} v_a^2 + 2 . \frac{1}{2} v_a^2 + 2 . \frac{1}{25} v_a^2 = 1,33 v_a^2,$$

woraus die äußere Umfangsgeschwindigkeit

$$v_a = \sqrt{\frac{2 . 9,81 . 10,56}{1,33}} = 12,48 \text{ m},$$

also

$$c_a = 6,24 \text{ m und } v_e = 2,49 \text{ m}$$

folgt. Das Rad würde also bei einem Halbmesser der Schwungröhren $r_a = 1$ m pr. Minute

$$\frac{60 . 12,48}{2 . 3,1415} = 119 \text{ Umdrehungen}$$

machen.

Das nutzbare Gefälle erhält man dann nach (86) zu

$$h_n = \frac{2 c_a v_a + v_e^2}{2 g} = \frac{2 . 6,24 . 12,48 + 2,49^2}{2 . 9,81} = 8,254 \text{ m},$$

so daß der Wirkungsgrad sich zu

$$\eta_h = \frac{h_n}{h} = \frac{8,254}{12} = 0,688$$

stellt.

6. Cadiat'sche Turbine. Es mögen schließlich noch die Verhältnisse einer Cadiat'schen Turbine bestimmt werden, welche für dasselbe Gefälle $h = 2,5$ m und dasselbe Wasserquantum $Q = 1$ cbm construirt ist, wie die im Beispiel 2 berechnete Fourneyron'sche Turbine.

Das Verhältniß der Halbmesser möge zu $\nu = \frac{r_e}{r_a} = {}^4/_5$ angenommen werden, und es soll die radiale Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers $c_{ne} = 2,5$ m betragen. Setzt man hier die Reibungswiderstände wegen des Fortfalls der Leitschaufeln zu nur $0,10\,h = 0,25$ m voraus, so hat man $h_w = 2,25$ m in Rechnung zu stellen.

Nimmt man den Winkel $\beta = 150^\circ$ an, so ergiebt sich die Radgeschwindigkeit innen zu

$$v_e = c_e \operatorname{cotg} \beta = 2,5 \,.\, 1,732 = 4,330 \text{ m}$$

und außen zu

$$v_a = {}^5/_4 \,.\, 4,330 = 5,413 \text{ m}.$$

Den Winkel δ des letzten Schaufelelements erhält man aus (69)

$$\frac{\nu^2}{\sin^2 \delta} = \frac{2\,g\,h_w}{c_e^2} + \frac{\operatorname{cotg}^2 \beta}{\nu^2} = \frac{2 \,.\, 9,81 \,.\, 2,25}{2,5^2} + \frac{1,732^2}{0,8^2}$$
$$= 7,0632 + 4,6875 = 11,7507,$$

wodurch

$$\sin \delta = \sqrt{\frac{0,64}{11,7507}} = 0,2334 \text{ und } \delta = 13^\circ\,30'$$

folgt.

Man hat ferner das Reactionsgefälle

$$h_p = h_w - \frac{c_e^2}{2\,g} = 2,25 - 0,051 \,.\, 2,5^2 = 2,25 - 0,319 = 1,931 \text{ m}$$

und die absolute Austrittsgeschwindigkeit nach (71):

$$c_a = c_e \sqrt{\frac{\nu^2}{\sin^2 \delta} + \frac{\operatorname{cotg}^2 \beta}{\nu^2} - 2 \operatorname{cotg} \beta \operatorname{cotg} \delta}$$
$$= 2,5 \sqrt{11,7507 + 4,6875 - 14,4290} = 3,545 \text{ m}.$$

Es ist sonach das nutzbare Gefälle

$$h_n = h_w - \frac{c_a^2}{2\,g} = 2,25 - 0,051 \,.\, 3,545^2 = 1,610 \text{ m},$$

und daher der hydraulische Wirkungsgrad

$$\eta_h = \frac{1,610}{2,5} = 0,644.$$

Nimmt man die axiale Höhe des Rades $b = 0,4\, r_e$, so findet man den inneren Halbmesser r_e aus

$$Q = 1 \text{ cbm} = 2\, \pi r_e \,.\, 0,4\, r_e \,.\, 2,5 = 6,283\, r_e^2,$$

also

$$r_e = \sqrt{\frac{1}{6,283}} = 0,399 = 0,400 \text{ m},$$

den äußeren Halbmesser $r_a = 1,25\, r_e = 0,500$ m und die lichte Weite zwischen den Kränzen $b = 0,4\, r_e = 0,160$ m. Die Umdrehungszahl pr. Minute folgt zu

$$n = \frac{60 \,.\, 5,413}{2\, \pi \,.\, 0,500} = 103,4$$

und die Leistung, abgesehen von den Wasserverlusten und der Zapfenreibung:

$$N = 0,644\, \frac{1000 \,.\, 2,5}{75} = 21,5 \text{ Pferdekraft}$$

gegenüber 27 Pferdekraft der Fourneyron'schen Turbine unter Nr. 2.

§. 131. **Regulirung der Turbinen.** Jede Turbine ist mit einer Vorrichtung zur Regelung des Zuflusses zu versehen, nicht nur wegen der wechselnden Wassermengen, welche in verschiedenen Jahreszeiten zufließen, sondern auch mit Rücksicht auf die veränderliche Arbeitsleistung der von der Turbine zu betreibenden Arbeitsmaschinen. Zu dieser Regulirung die im Zuleitungs- oder Abflußrohre vorhandene Absperrvorrichtung zu benutzen, welche behufs der Inbetriebsetzung und der gänzlichen Abstellung der Turbine selbstredend angebracht sein muß, erscheint zwar am einfachsten, ist aber durchaus verwerflich, insofern eine derartige Regulirung stets mit ganz erheblicher Kraftvergeudung verbunden ist. Hiervon überzeugt man sich leicht durch folgende Betrachtung. Man nehme an, einer Turbine, welche im normalmäßigen Betriebe Q cbm Wasser in der Zeiteinheit durchgehen läßt, werde ein geringeres Quantum $\varkappa Q$ dadurch zugeführt, daß eine Schütze oder Drosselklappe im Zuführungsrohre theilweise verschlossen wird, während die Querschnitte des Leit- und Laufrades unverändert bleiben. Diese geringere Wassermenge $\varkappa Q$ wird dann durch die Leitcanäle nur mit einer kleineren Geschwindigkeit $\varkappa c$ fließen, wenn c die Geschwindigkeit im normalmäßigen Betriebszustande ist, zu welcher Geschwindigkeit ein Gefälle von $\frac{\varkappa^2 c^2}{2g} = \varkappa^2 h$ erforderlich ist. Die erwähnte Verringerung der Wassermenge von Q auf $\varkappa Q$ ist also nur erreichbar gewesen durch eine gleichzeitige Verkleinerung des

wirksamen Gefälles h auf den Betrag $x^2 h$, und es läßt sich daher nunmehr von der Wassermenge $x Q$ nur ein Effect $x^3 Q h$ erwarten. Wäre z. B. $x = \frac{1}{2}$, so würde die Leistungsfähigkeit der halben Wassermenge nicht die Hälfte, sondern nur den achten Theil von derjenigen Q im normalmäßigen Betriebe betragen. Durch den Widerstand, welchen die Klappe der Bewegung des Wassers entgegensetzt, ist ein großer Theil des Gefälles vernichtet, so daß man eine derartige Regulirungsvorrichtung nicht unpassend als „Krafttödter“ *) bezeichnet hat. Die Wirkung ist genau ebenso unvollkommen, wenn man die Regulirung durch Verengung des Abflußquerschnitts, etwa mittelst der bei der Cadiat'schen Turbine, Fig. 285, beschriebenen Ringschütze, bewirkt. Durch theilweises Schließen derselben wird der Widerstand des abfließenden Wassers und damit der Gegendruck auf die Austrittsfläche erhöht, wodurch eben so gut ein entsprechendes Gefälle vernichtet wird, wie durch eine Verengung in der Zuleitung.

Diese Mittel, d. h. also Schützen, Klappen oder sonstige Abschlußmittel in der Zu- oder Ableitung des Wassers können daher nicht als regulirende, sondern nur als Abstellvorrichtungen betrachtet werden, die das Anlassen und Außerbetriebsetzen ermöglichen, und welche während des Betriebes der Turbine stets vollständig geöffnet werden müssen, wie gering auch die Wassermenge sein mag, welche auf die Turbine geschlagen wird.

Zur Regulirung des Wassers werden nur solche Mittel zweckmäßig verwendet werden können, welche auch bei verminderter Wassermenge den Coefficienten des Wirkungsgrades möglichst unverändert erhalten, denn es ist natürlich gerade bei geringem Wasserzufluß eine möglichst ökonomische Verwendung geboten. In dieser Beziehung zeichnen sich die ober- und mittelschlächtigen Räder vor den Turbinen wesentlich aus, indem bekanntlich bei jenen Zellenrädern mit einer tieferen Schützenstellung, also geringeren Beaufschlagung, der Füllungsgrad kleiner und daher der Wirkungsgrad größer wird. Bei den Turbinen dagegen ist das Gegentheil der Fall, mit einer geringeren Beaufschlagung sinkt der procentische Wirkungsgrad, wie die Erfahrung bisher überall bestätigt hat, und wie man auch aus allgemeinen Betrachtungen schließen kann. Die Anordnung eines guten Regulirungsapparats ist daher auch bei den Turbinen viel schwieriger, als bei den verticalen Wasserrädern, wie sich aus dem Folgenden ergeben wird.

Die gute Wirkung einer vorhandenen Turbine hängt, wie aus den früheren Ermittelungen überall sich ergab, wesentlich von dem richtigen Verhältnisse der Wassergeschwindigkeit c_e zu der Radgeschwindigkeit v ab. Da nun die letztere in fast allen Fällen der Technik unveränderlich denselben Werth be-

*) S. d. Artikel von Hänel, Ztschr. d. V. d. Ing. 1861.

halten muß, so geht daraus hervor, daß man bei jeder Regulirung dafür wird sorgen müssen, auch die Eintrittsgeschwindigkeit c_e des Wassers auf demselben für den Betrieb vortheilhaftesten Betrage zu erhalten, gleichviel, ob man eine große oder kleine Wassermenge aufschlägt. Aus dieser Betrachtung folgt daher unmittelbar, daß eine zweckmäßige Regulirung der Turbinen nur durch Aenderung in dem Querschnitte der Zuleitungscanäle und unter Innehaltung der normalmäßigen Eintrittsgeschwindigkeit c_e geschehen kann. Hierauf beruhen denn auch alle die mancherlei Einrichtungen, welche zu dem vorliegenden Zwecke erdacht worden sind.

Eine Veränderung des Querschnitts der Leitcanäle läßt sich nun wesentlich in zweifacher Art bewirken, entweder durch den gänzlichen Abschluß einzelner oder durch die gleichmäßige Verengung aller Canäle. Diese beiden Methoden sind auch in der Praxis vielfach zur Anwendung gekommen, und beide entsprechen innerhalb gewisser Grenzen, wenn auch nicht vollkommen, so doch annähernd dem beabsichtigten Zwecke einer Regulirung ohne wesentliche Verringerung des Wirkungsgrades in dem Falle, wo die Turbine ohne Reaction, also als reine Druckturbine arbeitet. Bei allen Reactionsturbinen dagegen nimmt erfahrungsmäßig der Wirkungsgrad sehr schnell ab, sobald man eine Verkleinerung des Querschnitts der Leitcanäle vornimmt, und den Querschnitt des Laufrades unverändert läßt.

Von diesem verschiedenen Verhalten der Druckturbinen und der Reactionsräder kann man sich folgendermaßen Rechenschaft geben. Gesetzt, eine Turbine arbeite gänzlich ohne Reaction, so tritt das Wasser aus den Leitzellen mit einer Geschwindigkeit $c_e = \sqrt{2\, g h_w}$, welche dem ganzen wirksamen Gefälle entspricht, und in jeder Radzelle strömt, wie früher gezeigt worden, das Wasser in einem geschlossenen Strahle an der concaven Schaufelfläche entlang, ohne die Zelle gänzlich auszufüllen. Der Zwischenraum zwischen diesem Wasserstrahle und der convexen Zellenwand ist hierbei mit Luft erfüllt, denn es muß vorausgesetzt werden, daß das Rad in freier Luft umgeht, da die Druckturbinen beim Tauchen unter Wasser erfahrungsmäßig immer eine geringe Leistung geben, wenn sie nicht mit Rückschaufeln versehen sind, wovon in einem folgenden Paragraphen die Rede sein soll. Denkt man nun für eine solche Druckturbine sämmtliche Leitcanäle durch Schützen in einem gewissen Verhältnisse verengt, so werden zwar durch diese Verengungen neue Bewegungshindernisse veranlaßt, wodurch das wirksame Gefälle verringert wird; wenn man aber von diesen durch zweckmäßige Abrundung thunlichst klein zu machenden Nebenhindernissen absieht, so wird das Wasser auch jetzt noch mit derselben, dem ganzen wirksamen Gefälle entsprechenden Geschwindigkeit c_e, also ohne Stoß, in das Rad treten und durch dasselbe ebenso als geschlossener Wasserstrahl an der concaven

Schaufelfläche entlang strömen, wie bei der vollen Beaufschlagung. Alle einzelnen Geschwindigkeiten sind im Wesentlichen dieselben geblieben, und der einzige Unterschied besteht in der verminderten Dicke der passirenden Wasserstrahlen. Es erklärt sich sonach die in der Praxis stets beobachtete Erscheinung, daß solche Turbinen bei der gedachten verringerten Beaufschlagung einen Wirkungsgrad geben, welcher meist nur wenige Procente kleiner ist als derjenige des vollen Betriebes.

In ähnlicher Art erkennt man, daß auch die andere Art der Regulirung durch gänzlichen Abschluß einzelner Leitzellen den Wirkungsgrad der Druckturbinen nur unwesentlich beeinflussen kann. Durch ein solches Verschließen eines Theils der Leitcanäle wird nämlich aus der Vollturbine nunmehr eine Partialturbine, ähnlich dem Tangentialrade. Die einzelnen durch die Leitzellen strömenden Wasserkörper behalten jetzt dieselbe Dicke wie bei voller Beaufschlagung, aber sie treten in geringerer Anzahl auf. Die Radzellen erhalten nunmehr nicht ununterbrochen Wasser, sondern es findet für jede Radzelle immer eine Unterbrechung der Wasserzuführung statt, sobald diese Zelle einem geschlossenen Leitcanale gegenüber tritt. Es läßt sich erwarten, daß durch diese regelmäßig wiederkehrende Unterbrechung der einzelnen Strahlen gewisse Nebenhindernisse entstehen, und so erklärt es sich, warum bei dieser Art der Regulirung der Wirkungsgrad bei partieller Beaufschlagung zwar etwas geringer und zwar um so geringer ausfällt, je größer die Anzahl der geschlossenen Zellen zu derjenigen der geöffneten ist, aber diese Abnahme ist keineswegs eine derartig erhebliche, wie sie eintreten müßte, wenn die ganze Wirkungsweise des Wassers plötzlich eine unrichtige geworden wäre. Für diese Art der Regulirung ist es nicht gleichgültig, in welcher Aufeinanderfolge die geschlossenen und die offenen Canäle angeordnet werden. Es läßt sich leicht einsehen, daß die Nebenhindernisse um so größer ausfallen müssen, je häufiger die gedachten Unterbrechungen vorkommen, und daß z. B. bei einem Verschluß der Hälfte aller Leitcanäle diejenige Anordnung die unvortheilhafteste sein müßte, der zufolge regelmäßig ein offener mit einem geschlossenen Canale abwechselte. Andererseits würde aber der Abschluß aller Canäle des einen halben Umfanges aus dem Grunde nicht empfehlenswerth sein, weil dann wegen der einseitigen Beaufschlagung die Turbinenaxe einem starken Seitendrucke ausgesetzt sein würde. Man pflegt deshalb die betreffenden unten näher zu besprechenden Apparate meist so einzurichten, daß die Verschließung von Leitzellen stets an zwei diametral gegenüberliegenden Stellen erfolgt. Hierbei erhält jede Radschaufel während eines Umganges zweimal Aufschlagwasser beim Passiren der geöffneten Zellen des Leitrades.

Ganz anders sind die Verhältnisse bei den Reactionsturbinen. Man hat bei diesen nach dem Früheren die Wirkung des Reactionsgefälles in der Beschleunigung zu erkennen, welche dem in das Rad einge-

tretenen Wasser durch die hinter ihm wirkende Pressung ertheilt wird. Diese Pressung wirkt auf das Wasser in den Radzellen offenbar von der Eintrittsseite her, d. h. von dem Oberwasser aus durch den Leitapparat hindurch, und es kann daher eine solche Wirkung an den Stellen nicht ausgeübt werden, wo durch den Schluß der Leitzellen das Oberwasser abgesperrt ist. Es dürfte hieraus folgen, daß bei den Reactionsturbinen überhaupt eine partielle Beaufschlagung niemals eine zweckentsprechende sein kann, denn die Pressung, welche auf das in die Radzellen getretene Wasser ausgeübt wird, verschwindet, sobald eine solche Zelle gegen einen abgeschlossenen Leitcanal tritt.

Auch eine Regulirung durch Verengung der Leitcanäle kann bei den Reactionsturbinen nicht zweckmäßig genannt werden, wie folgende Betrachtung zeigt. Gesetzt, eine Reactionsturbine arbeite bei dem wirksamen Gefälle h_w im normalmäßigen Zustande mit dem Reactionsgefälle h_ρ, so daß die Eintrittsgeschwindigkeit durch $c_e = \sqrt{2g(h_w - h_\rho)}$ dargestellt ist, und es möge dafür v die Radgeschwindigkeit sein, während mit w_e und w_a wieder die relativen Ein- und Austrittsgeschwindigkeiten gemeint sein sollen. Man hat dann also bei Axialturbinen, welche hier der Einfachheit wegen vorausgesetzt werden mögen, $\frac{w_a^2 - w_e^2}{2g} = h_\rho$. Geht nun im normalen Betriebe die Wassermenge Q in der Zeiteinheit durch die Turbine, und verringert man dieses Durchflußquantum durch Verengung der Leitcanäle auf den Betrag $\varkappa Q$, so sind die relativen Geschwindigkeiten nunmehr nur $\varkappa w_e$ und $\varkappa w_a$, und es ist daher nur noch ein Reactionsgefälle $h_\rho' = \varkappa^2 h_\rho$ erforderlich, so daß die Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers durch die verengte Oeffnung nunmehr

$$c_e' = \sqrt{2g\,(h_w - h_\rho')} = \sqrt{2g\,(h_w - \varkappa^2 h_\rho)}$$

beträgt. Diese Geschwindigkeit ist größer als $c_e = \sqrt{2g\,(h_w - h_\rho)}$, und da die Umlaufsgeschwindigkeit v des Rades ihren Werth beibehalten hat, so müssen sich Stöße beim Eintritte des Wassers in das Rad einstellen, welche die ganze Wirkung wesentlich stören. Auch stellt sich bei größerer Verengung der Zuleitungscanäle durch die plötzliche Erweiterung unmittelbar hinter der Schütze ein erheblicher Gefällverlust ein, und es pflegt in der Regel bei einer gewissen Verengung der Leitcanäle die vollständige Ausfüllung der Radzellen aufzuhören, indem das Wasser vermöge der größeren Geschwindigkeit, mit welcher es die verengten Schützöffnungen durchströmt, in Form geschlossener Strahlen an den concaven Flächen der Radschaufeln entlang schießt. Aus der Reactionsturbine ist in diesem Falle ein Actionsrad geworden, das zwar, wie aus dem Vorstehenden hervorgeht, sehr unvollkommen arbeiten muß, aber unter Umständen, wie die Versuche mehrfach

gezeigt haben, doch noch einen höheren Wirkungsgrad geben kann, als dasselbe Rad in dem kurz zuvor beobachteten Zustande, wo wegen der weniger tiefen Schützenstellung die Reactionswirkung noch vorhanden war.

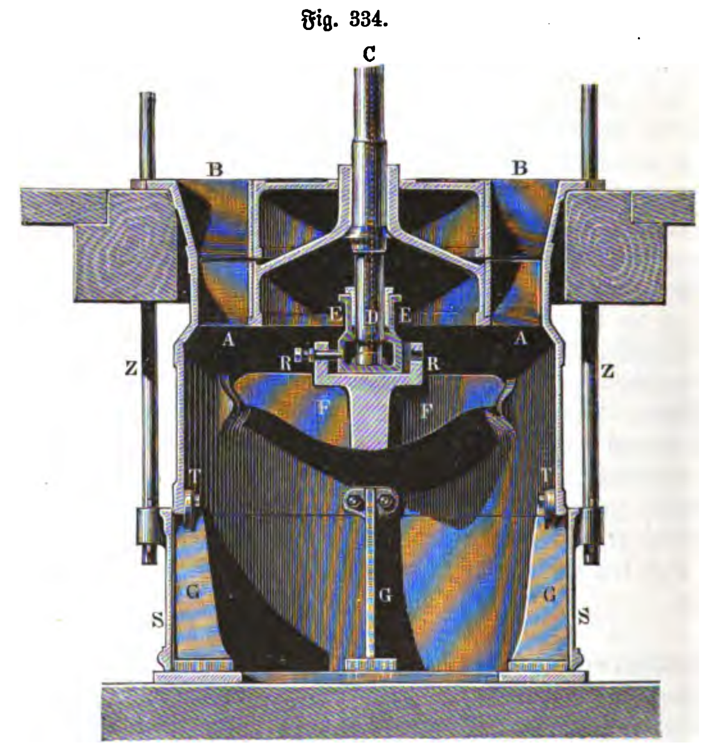
Die vorhergegangenen Betrachtungen sagen ohne Weiteres auch, in welcher Weise eine correcte Regulirung der Reactionsturbinen vorzunehmen ist. Zunächst kann diese Regulirung nur durch Verengung aller, niemals durch partiellen Verschluß einzelner Leitcanäle geschehen, und ferner muß diese Verengung sich nicht nur auf die Leitcanäle, sondern in gleicher Weise auch auf die Radzellen erstrecken. Wird dieser letzteren Bedingung genügt, so bleiben die Geschwindigkeiten c_e, w_e und w_a unter allen Umständen dieselben, wie groß auch die zugeführte Wassermenge sein mag, und wenn trotzdem in solchem Falle der Wirkungsgrad bei kleinerem Aufschlage um einige Procente geringer zu sein pflegt, als bei vollem Betriebe, so liegt dies nicht an einer fehlerhaften Wasserwirkung, sondern daran, daß gewisse constante Widerstände, wie Zapfenreibung ꝛc., natürlich von der kleineren Leistung einen höheren Procentsatz verzehren, als von der größeren Leistung der voll beaufschlagten Turbine.

Nach den vorstehenden Bemerkungen hat man die verschiedenen, in der mannigfachsten Art zur Ausführung gekommenen Regulirungsmittel zu beurtheilen, von welchen im folgenden Paragraphen nur einige der hauptsächlichsten Typen besprochen werden sollen. Eine erschöpfende Darstellung aller bekannt gewordenen Mittel würde hier zu weit führen, und dürfte auch unnöthig sein, da die mechanische Einrichtung derselben aus den betreffenden Zeitschriften und Constructionslehren zu ersehen ist, eine Beurtheilung der Wirkungsweise und des Werthes einer einzelnen Vorrichtung aber nach dem Vorstehenden in jedem besonderen Falle nicht schwierig sein dürfte.

Stellapparate. Die zum gänzlichen Abschluß des Zuführungs- oder Ableitungsgerinnes dienenden Vorrichtungen sind entweder gewöhnliche Schützen oder auch wohl Klappen, über deren Einrichtung nichts weiter zu sagen nöthig ist. Die in einzelnen Fällen, namentlich bei Rohrturbinen, zur Anwendung kommenden Ringschützen, welche zur Absperrung des Austrittscanals dienen, sind ebenfalls bereits erwähnt und gelegentlich der Cadiat'schen Turbine (§. 109) beschrieben. Eine solche Ringschütze, wie sie bei einer Henschel'schen Turbine zum Abschluß der Mündung des Abfallrohres angewandt wird, zeigt Fig. 334 (a. f. S.). Hier wird die ringförmige Oeffnung des auf den vier Füßen G ruhenden Abflußrohres durch einen cylindrischen Schieber S verschlossen, welcher mit seiner Innenfläche sich möglichst dicht an den abgedrehten Rand T des Abflußrohres anlegt und §. 132.

durch drei oder vier Zugstangen Z von oben bewegt werden kann. Diese Stangen sind oberhalb meist durch einen Räder-, Ketten- oder Kurbelmechanismus (s. Thl. III, 1) derart mit einander verbunden, daß durch die Umdrehung einer Handkurbel alle Stangen Z in gleicher Weise bewegt werden. Daß solche Schützen zur Regulirung des Aufschlagwassers ungeeignet sind, wurde schon erwähnt, doch sind sie namentlich bei hohen Abflußröhren sehr dienlich, um beim Anhalten der Turbine das Abfließen der unter dem Rade hängenden Saugwassersäule zu verhüten. Auch bieten sie ein bequemes

Fig. 334.



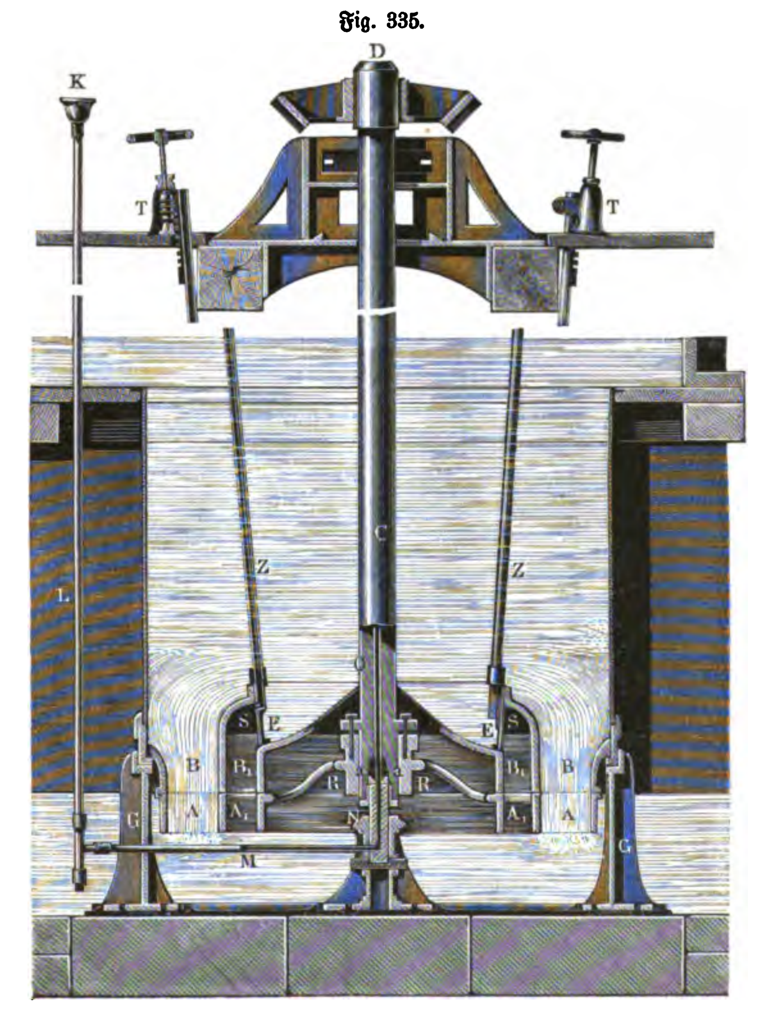
Mittel dar, um erforderlichenfalls ein schnelles Anhalten der Turbine zu bewirken, wenn eine Einrichtung vorgesehen ist, den Schützenring S von dem Hebeapparate zu lösen, so daß er frei niederfallen kann.

Die Mittel, welche dazu dienen, die einzelnen Leitcanäle abzuschließen, bestehen ebenfalls meistens aus Schützen, Schiebern oder Klappen. Die Art, wie solche Schützen für die einzelnen Canäle angeordnet werden können, ist aus dem Vorstehenden, z. B. aus den Figuren 282 und 296 ersichtlich, während die Anwendung von Klappen bei der Schwamkrug'schen

Turbine, Fig. 280 und Fig. 281, und von Schiebern bei dem Tangentialrade, Fig. 278, erwähnt wurde.

Die einzelnen Schützen für die verschiedenen Canäle werden entweder, wie bei der Fourneyron'schen Turbine, Fig. 282, mit einander fest vereinigt,

Fig. 335.

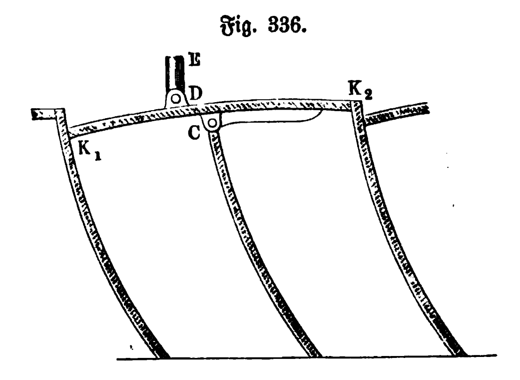


so daß sämmtliche Canäle gleichzeitig verengt und geschlossen werden, oder aber man kann jeden einzelnen Schieber, welcher etwa über 1, 2 oder 3 Leitcanäle weggreift, selbständig bewegen und pflegt dann die Regulirung so vorzunehmen, daß einzelne Canäle vollständig geschlossen werden. Eine

derartige Anordnung ist durch Fig. 335 (a. v. S.) veranschaulicht. Hier ist die Henschel'sche Turbine durch in das Laufrad wie Leitrad eingesetzte Zwischenkränze nach Art der Etagenräder in zwei Abtheilungen AB u. $A_1 B_1$ getheilt, von denen jede als eine besondere Turbine für sich beaufschlagt und abgeschlossen werden kann. Zur Regulirung dienen die Schieber S, von denen jeder zwei oder drei Leitcanäle verschließt und durch eine Schraube ohne Ende T zu bewegen ist. Für das äußere Rad AB ist eine besondere Regulirungsvorrichtung nicht nöthig, indem dasselbe entweder voll beaufschlagt oder bei geringeren Wassermengen durch aufgesetzte Deckplatten ganz abgeschlossen werden kann, so daß die Regulirung nur an dem inneren Rade erfolgt.

Anstatt der Schieber hat man für diese Art der Regulirung auch wohl Klappen angewendet, wie z. B. bei der von Girard ausgeführten Construction, Fig. 336, wobei eine um C drehbare Klappe $K_1 K_2$ zwei neben

Fig. 336.

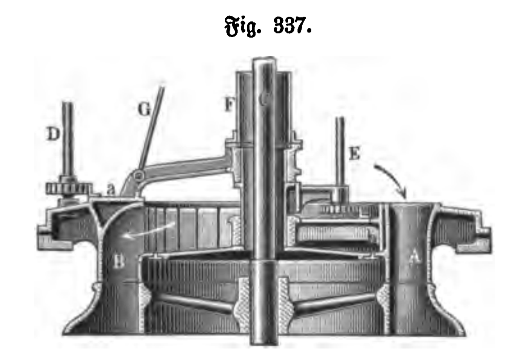


einander befindliche Leitcanäle verschließt oder öffnet, je nachdem sie durch eine Schubstange DE bewegt wird.

Um die große Anzahl von Bewegungsmechanismen, welche bei der Anordnung vieler Schützen erforderlich sind, zu umgehen, ist man in neuerer Zeit vielfach zu der Anordnung von sogenannten Rundschiebern übergegangen, d. h. Schiebern von ebener, cylindrischer oder conischer Gestalt, welche concentrisch zur Radaxe angebracht, durch ihre Drehung einen Abschluß der Leitradcanäle bewirken. Ein solcher Rundschieber nimmt dabei den halben Umkreis ein, so daß er bei entsprechender Stellung auch die Hälfte aller Leitcanäle verdeckt. Damit er aber für die geöffnete Stellung keinen Leitcanal verschließe, müssen, wie sich leicht ergiebt, die Leitcanalmündungen in zwei verschiedenen Umdrehungsflächen ausmünden und zwei verschiedene halbrunde Schieber verwendet werden. Aus dem Beispiele, Fig. 337, wird dies am besten klar werden. Diese Figur stellt einen Rund-

schieber für eine Axialturbine vor, bei welcher die eine Hälfte *A* der Leitcanäle die übliche verticale Richtung hat, während die andere Hälfte *B* in ähnlicher Weise nach innen gebogen ist, wie die inneren Leitzellen der Fig. 335. Man erkennt hieraus, wie die Canäle *A* durch die ebene, einen Halbring einnehmende Schieberplatte *a* und die Canäle *B* durch den halbcylindrischen Schieber *b* abgeschlossen werden können, sobald man durch die Wellen *D* oder *E* und die entsprechenden Zahngetriebe diese Schieber umdreht. Die Schieber *a* und *b* sind in der Figur unabhängig von einander gezeichnet, doch hindert nichts, dieselben aus einem Stücke bestehen zu lassen, in welchem Falle nur ein Bewegungsapparat erforderlich ist. Bei der Umdrehung dieses Schiebers werden immer diametral gegenüber liegende Canäle geschlossen werden, so daß ein Seitendruck gegen die Axe nicht auftritt. Da die ebene Platte *a* durch den darauf ausgeübten Wasserdruck stark gegen ihre Unterlage gepreßt wird, so würde hierdurch eine starke Reibung und schwierige Bewegung veranlaßt werden, wenn der Schieber *a* nicht durch einige Spannstangen *G* entlastet wäre, welche oberhalb an dem die Turbinenwelle *C* umgebenden Schutzrohre angreifen, das gleichzeitig den Rundschiebern *a* und *b* zur Drehaxe dient. Eine solche Entlastung ist für den cylindrischen Schieber unnöthig, da hierbei der Wasserdruck gegen die Innenfläche dieses Cylinders durch die Nabe auf das besagte Schutzrohr *F* übertragen wird, woselbst die Reibung wegen des geringeren Hebelarms die Bewegung weniger stark erschwert.

Fig. 337.

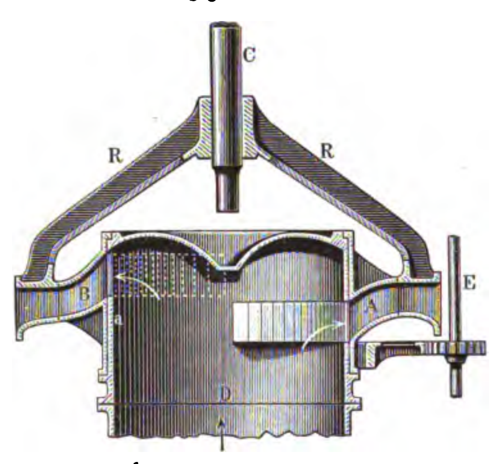


Man könnte auch den Schieber *b* zu einem ebenen, außerhalb von demjenigen *a* gestalten, wenn man die Canäle *B* anstatt nach innen, nach außen ziehen und in horizontaler Ebene austreten lassen wollte, ebenso wie man den Schiebern und ihren Sitzflächen auch die Gestalt von Kegelmänteln geben könnte. Solche Anordnungen sind u. a. von Bernhard Lehmann*) in einem Artikel über Turbinen angegeben. Dieser Arbeit sind außer der Fig. 337 die beiden folgenden Figuren entnommen, welche Rundschützen für Radialturbinen, nach denselben Grundsätzen ausgeführt, darstellen.

*) Ztschr. d. V. d. Ing. 1871.

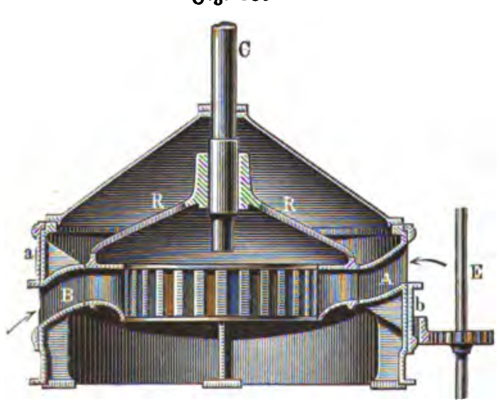
In Fig. 338 ist *R* das Rad einer von innen beaufschlagten Radialturbine, welcher das Wasser durch die Leitcanäle *A* und *B* zugeführt wird, von denen *A* nach unten, *B* nach oben gezogen ist. *D* ist ein fest auf das Zuleitungsrohr geschraubter, außen abgedrehter Cylinder mit zwei entsprechenden mit *A* und *B* correspondirenden halbringförmigen Schlitzen. Hierbei erfolgt die Regulirung des Eintrittsquerschnitts durch Umdrehung des Leitschaufel-Apparates *AB* um den festen Cylinder *D*, eine Anordnung, die von den bekannten Turbinenconstructeuren Nagel & Kämp herrührt.

Fig. 338.



Hiernach ist die Fig. 339, welche die Schützung einer äußeren Radialturbine vorstellt, leicht verständlich. Auch hier bedeutet *R* das auf der Axe *C* befindliche Rad, welches im Innern des hier feststehenden Leitschaufelapparates *AB* umläuft. Die Canäle des letzteren, welche zur Hälfte nach oben, zur Hälfte nach unten abgebogen sind, werden durch den cylindrischen, mit zwei halbringförmigen Schlitzen versehenen Schieber *ab* abgeschlossen.

Fig. 339.



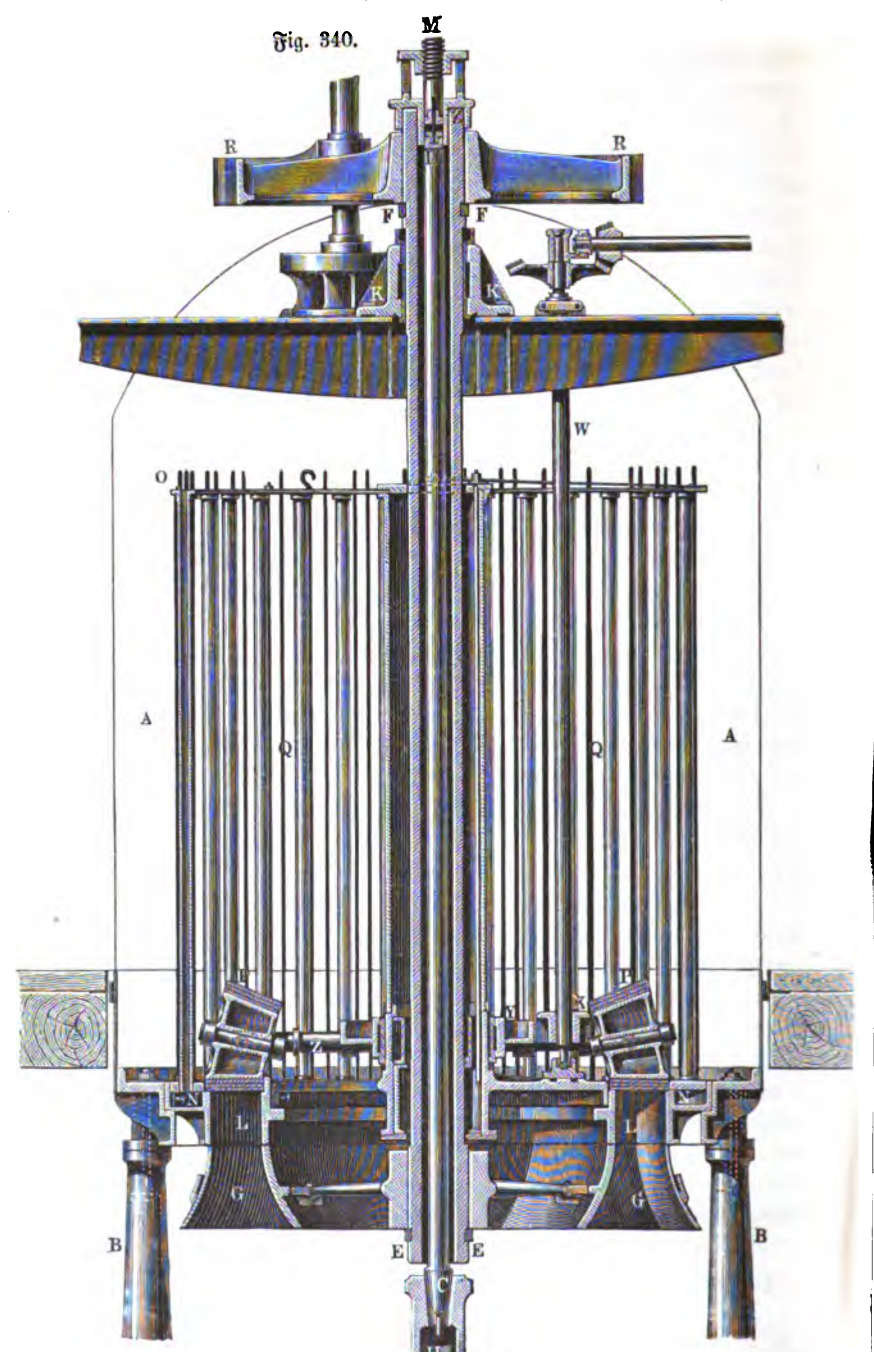
Für geringeren Wasserdruck hat man die Rundschieber, welche leicht durch vom Wasser mitgeführte Unreinigkeiten versetzt werden und bei nicht gehöriger Entlastung großer Reibung ausgesetzt sind, durch die sogenannten Rollschützen ersetzt, bei welchen zwei diametral gegenüber liegende Rollen sich über den Oeffnungen des Leitrades bewegen,

wobei von jeder Rolle ein um dieselbe gewickelter sectorenförmiger Lederstreifen über die Oeffnungen gelegt wird, dessen eines Ende an einer Leitschaufel befestigt ist, während das andere Ende mit der Rolle fest verbunden ist. Solche Schützenapparate sind u. a. an den in Rothenburg von Hänel ausgeführten Turbinen*) angebracht, deren eine in Fig. 340 (a. f. S.) dargestellt ist. Hier ist das auf der hohlen Welle EF befestigte Laufrad G mittelst des Oberwasserzapfens D auf die feste Spindel C gehängt und das Rad empfängt das Wasser aus dem Leitapparat L, welcher durch die vier Säulen B fest auf dem Fundamente der Turbinenkammer ruht. Die beiden conischen Rollen P, deren Zapfen in den gabelförmigen Enden der Arme Z angebracht sind, wälzen sich auf der Ebene der Leitcanalmündungen ab, sobald durch die stehende Welle W und das Zahnrad X dem halben Zahnkranze Y und den mit diesem verbundenen Armen Z eine Drehung um das feste Schutzrohr ertheilt wird, welches die Turbinenwelle umgiebt. Dabei wird in besagter Art von jeder Rolle ein durch Eisenschienchen versteifter Lederstreifen über die betreffenden Oeffnungen gelegt und hierdurch ein Abschließen derselben bewirkt. Zur Abführung der Luft aus den geschlossenen Leitcanälen dient für jede der 32 Leitzellen eine kleine mit der Zelle in Verbindung stehende Kammer N, von welcher ein Röhrchen NN_1 bis über den Oberwasserspiegel in der Kammer A emporragt. Diese 32 Röhrchen bilden zusammen mit 64 senkrechten Eisenstäbchen einen cylindrischen Rechen zur Abhaltung von Holzstückchen, Laub und sonstigen vom Wasser mitgeführten Körpern. Für nicht zu große Druckhöhen haben sich diese Apparate recht brauchbar erwiesen und sich durch leicht zu bewirkende Handhabung ausgezeichnet.

Die bisher besprochenen Regulirungsvorrichtungen, sowie die vielen anderen auf demselben Principe des Abschlusses einzelner Canäle beruhenden Constructionen sind aus den im vorhergehenden Paragraphen erörterten Gründen nur für Druckräder geeignet, während an eine zweckentsprechende Regulirungsvorrichtung für Reactionsturbinen die Bedingung gestellt werden muß, daß mit der Querschnittsveränderung der Leitzellen gleichzeitig eine solche der Laufradcanäle vorgenommen werde. Diesem Grundsatze entspricht schon die von Fourneyron bei seinen Etagenrädern, Fig. 282, angewandte Construction, bei welcher zwischen dem oberen und unteren Radkranze noch einzelne Zwischenkränze befindlich sind, wodurch der Radraum in mehrere, in der Figur drei, Abtheilungen getheilt wird. Je nach der Stellung der ringförmigen Schütze kann man nun eine oder zwei oder alle Abtheilungen arbeiten lassen, wie es das vorhandene Wasserquantum bedingt. In ähnlicher Art hat man auch Axialturbinen durch Zwischenkränze in einzelne

*) Ztschr. d. V. d. Ing., 1861.

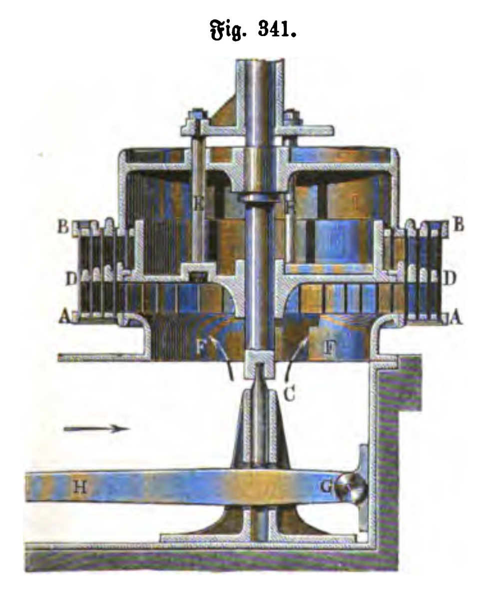
Fig. 340.



Abtheilungen getheilt, wofür ein Beispiel bereits in Fig. 335 angeführt wurde.

Diese Anordnung entspricht aber nur dann den an eine zweckmäßige Regulirung zu stellenden Anforderungen, wenn man durch die Schütze die einzelnen Abtheilungen gänzlich schließt oder öffnet, indem die theilweise Oeffnung einer Abtheilung offenbar für diese letztere die im vorigen Paragraphen angeführten Nachtheile im Gefolge haben muß. Wenn man nun etwa die Anordnung so trifft, daß die von den einzelnen Abtheilungen geschluckten Wassermengen ungleich sind, z. B. bei den zwei Abtheilungen der Fig. 335 sich wie 1 zu 2 verhalten, so hat man Gelegenheit, mit $^1/_3$, $^2/_3$ oder $^3/_3$ der größten Wassermenge Q zu arbeiten, nicht aber mit Aufschlagquanten, welche zwischen diesen Grenzen gelegen sind. Um nun in dieser Beziehung eine vollkommenere, für alle Wassermengen zweckmäßige Schützung zu ermöglichen, hat man mehrfach für Radialturbinen Apparate ersonnen, welche durch eine bewegliche Zwischenwand eine beliebige Veränderung der Zellenräume, sowohl für das Laufrad wie für das Leitrad ermöglichen. Für Axialturbinen hat man derartige Constructionen nicht ausführen können.

Fig. 341.



Eine solche Regulirungsvorrichtung für eine Turbine ohne Leitschaufeln ist die von Combes angegebene, in Fig. 341 dargestellte. Hier befindet sich zwischen den beiden Radkränzen A und B ein Teller D, der sich durch Stangen E vermittelst eines einfachen Mechanismus jederzeit, auch während des Ganges der Maschine, heben und senken läßt, und welcher immer so gestellt wird, daß das von unten bei F zuströmende Wasser bei seinem Ausflusse den Raum AD vollständig ausfüllt. Natürlich ist der Teller D, welcher sich an der Drehung der Axe betheiligt, mit den entsprechenden Schlitzen zum Durchgange der Schaufeln versehen.

Auch Turbinen mit Leitschaufeln sind in dieser Weise ausgeführt worden.

So ist z. B. bei der Construction von Nagel & Kämp*) für innere Radialturbinen mit Wasserzuführung von unten, ähnlich wie bei der Combes'schen Construction der obigen Fig. 341, eine zwischen den Radkränzen bewegliche ringförmige Scheibe mit Schlitzen zum Durchgange der Radschaufeln angebracht, welche durch einen Hebelmechanismus vertical verstellt werden kann. Gleichzeitig ist der Leitschaufelapparat in der zu einer cylindrischen Führung gestalteten Zuleitungskammer verschieblich gemacht und mit dem gedachten Hebelapparate verbunden. Auf diese Weise wird immer die Höhe der Leitradzellen mit derjenigen der Radzellen übereinstimmend verändert.

Ebenso ist eine derartige Regulirung für äußere Radialturbinen von Zeidler**) ausgeführt, bei welcher ebenfalls durch eine vertical bewegliche Zwischenkrone die Höhe der Laufradzellen verändert werden kann, wobei gleichzeitig eine Ringschütze mit angesetzten in die Leitzellen passenden Holzklötzen an der Verstellung theilnimmt, so daß die lichte Durchflußhöhe der Leitzellen stets gleich der Höhe der Radcanäle ausfällt.

Alle diese letztgedachten Vorrichtungen leiden an dem Uebelstande einer complicirten Construction, in Folge deren sie leicht zu Störungen des Betriebs Veranlassung geben, namentlich wird behauptet, daß die Verschiebbarkeit der Zwischenkronen gar leicht durch Schlammtheile erschwert und selbst aufgehoben werde, welche von dem Wasser mitgeführt und in den nicht vom Wasser durchströmten Canaltheilen abgelagert werden. Auch dürften die vielen Spalträume, welche durch die schlitzförmigen Durchbrechungen der Zwischenkrone entstehen, zu nicht unerheblichen Wasserverlusten führen, da das Wasser in diesen Turbinen wegen der Reactionswirkung immer unter einer mehr oder weniger großen Pressung steht.

Man hat auch mehrfach versucht, die vorgedachten Stellvorrichtungen selbstthätig wirkend zu machen, indem man auf das Hebezeug die Hülse eines Centrifugalregulators einwirken ließ. In dieser Art ist z. B. bei dem oben angeführten Zeidler'schen Stellapparate ein Schwungkugelregulator angebracht, dessen Hülse in Folge der fallenden oder steigenden Bewegung aus ihrer mittleren Lage ein conisches Wechselgetriebe (s. Thl. III, 1) einrückt, durch dessen Bewegung eine Schraubenspindel nach links oder rechts umgedreht wird, die zur Bewegung eines Hebels und zur Verstellung des Schützenapparates dient.

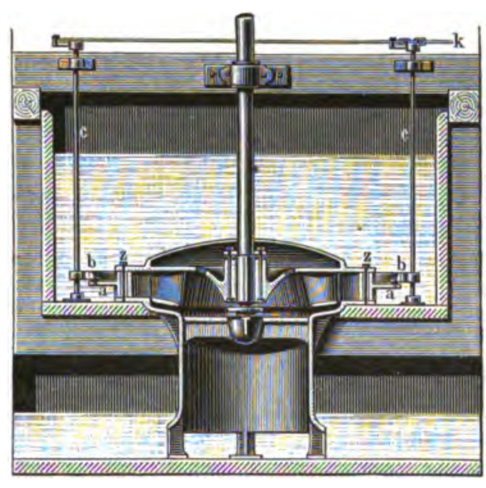
Ein eigenthümlicher und sinnreicher Regulator zur selbstthätigen Bewegung des Stellzeuges ist von Nagel & Kämp für eine innere Radialturbine angegeben. Derselbe besteht im Wesentlichen aus einem das Laufrad concentrisch umgebenden Flügelrade mit ebenen und radial gestellten Schaufeln.

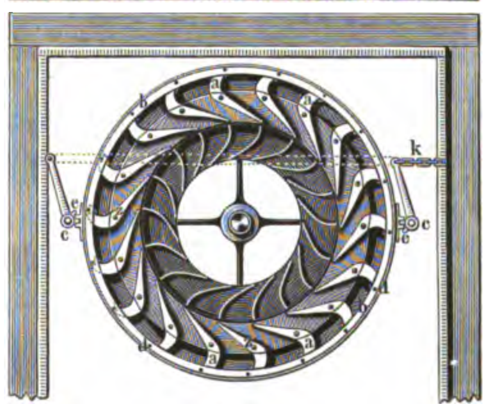
*) Siehe Meißner: Die hydraulischen Motoren auf der Wiener Weltausstellung in Uhland's praktischem Maschinenconstructeur, 1874 u. a. a. O.

**) Ztschr. d. V. d. Ing., 1876.

Beim regelrechten Gange der Turbine, wenn das Wasser normal zur Radöffnung, also radial ausströmt, wirkt dasselbe nicht auf die Flügel ein, während bei größerer oder kleinerer Umdrehungsgeschwindigkeit das schräg austretende Wasser das besagte Flügelrad entweder in der einen oder anderen Richtung

Fig. 342.





umdreht, so daß durch diese Drehung des Flügelrades das betreffende Stellzeug bewegt und das Aufschlagquantum beziehungsweise verringert oder vergrößert werden kann.

Zum Schluß möge hier noch einer Regulirungsvorrichtung gedacht werden, welche die Verengung der Leitcanäle durch eine Verkleinerung des Eintrittswinkels α bewirkt, und welche von Fink für äußere Radialturbinen mehrfach angewendet worden ist. Aus Fig. 342, welche eine solche

Turbine*) im Grundrisse und Verticalschnitte darstellt, ist ersichtlich, daß die Leitschaufeln um Zapfen *z* drehbar gemacht sind, und daß alle Schaufeln gleichzeitig um einen bestimmten Winkelbetrag gedreht werden, sobald der Ring *b* in geringem Maße gedreht wird, indem dieser Ring mittelst der Stifte *d* gegen die Arme *a* der Schaufeln sich lehnt. In welcher Weise die Drehung dieses Ringes durch den Zug an der Kette *k* vermittelst der beiden verticalen Wellen *c* und der an diesen befindlichen Zähne *e* ermöglicht werden kann, ist aus der Figur klar. Die Schaufelform ist mit Rücksicht auf möglichste Verminderung der Contraction gewählt und die Axen *z* sind so angeordnet worden, daß der Wasserdruck den Arm *a* gegen den Stift *d* zu drücken bestrebt ist, während beim Eintritte eines fremden Körpers ein Zurückklappen der Schaufel möglich ist, um Beschädigungen thunlichst zu verhüten. Obwohl diese Vorrichtung der zu stellenden Bedingung gleichzeitiger Veränderung auch der Radzellen nicht entspricht und auch berücksichtigt werden muß, daß bei verändertem Eintrittswinkel α und constanter Umdrehungsgeschwindigkeit den Bedingungen des regelrechten Betriebes nicht mehr genügt wird, so sind die angegebenen Versuchsresultate doch nicht ungünstig zu nennen. Danach verändert sich nämlich der Wirkungsgrad um 8 Proc., wenn das mittlere Wasserquantum um $^1/_3$ vergrößert oder vermindert wird. Für nicht zu bedeutende Veränderungen des Aufschlagquantums scheint daher diese Construction empfehlenswerth zu sein.

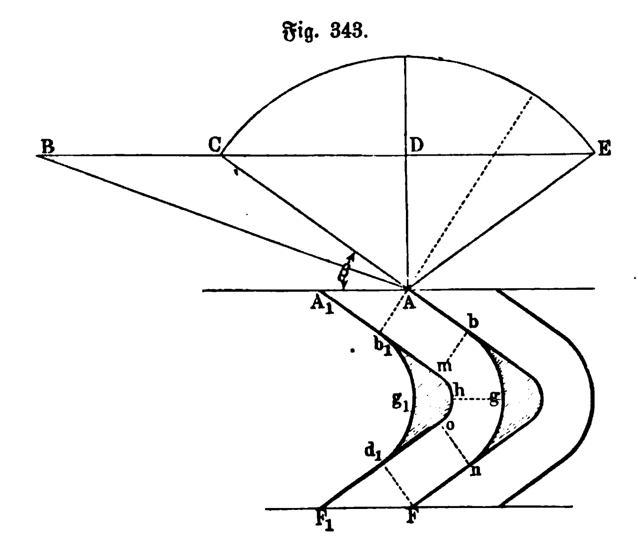
§. 133. **Rückschaufeln.** Wie schon oben mehrfach erwähnt worden, geben reine Druckturbinen nur so lange befriedigende Wirkungen, als sie frei über Wasser ausgießen, während erfahrungsmäßig der Wirkungsgrad einer solchen Turbine beträchtlich herabsinkt, sobald das Rad unter Wasser geht. Man kann sich diese Wirkung dadurch erklären, daß die todten, d. h. vom durchfließenden Wasser nicht erfüllten Räume zwischen den Schaufeln, die beim Ueberwassergange mit Luft erfüllt sind, sich bei der Tauchung des Rades mit todtem Wasser füllen müssen. Während nun die jene Räume erfüllende Luft den vorbeiströmenden Wasserstrahlen keine nennenswerthen Hindernisse darbietet, wird dagegen Wasser, welches jene besagten Räume erfüllt, nicht still stehen, sondern in die Bewegung mit hineingezogen werden, wodurch im Innern der Radzellen eine kraftzehrende Wirbelbildung eintritt, und überhaupt eine Störung in der beabsichtigten Wirkung des Wassers veranlaßt wird.

Von der Gestalt und Größe der gedachten todten Räume kann man sich leicht eine Anschauung verschaffen, wenn man in Fig. 343 zu dem bekannten Geschwindigkeitspolygon $ABCE$ einer Druckturbine einige Radschaufel-

*) Ztschr. d. V. d. Ing., 1864.

profile, wie AgF und $A_1 g_1 F$ zeichnet. Da für Druckturbinen der Winkel β kleiner als 90° ist, so werden die Schaufeln immer eine sackförmige Gestalt, d. h. sie werden einen sogenannten Busen g haben, wo die Tangente der Schaufel parallel mit der Richtung der Radaxe ausfällt. Wenn das Wasser bei A mit einer relativen Geschwindigkeit $w_e = CA$ eintritt, so behält, wenn von der Reibung in den Radzellen abgesehen wird, diese Geschwindigkeit in allen Punkten der Schaufel dieselbe Größe w_e. Will man daher für einen Wasserstrahl, der etwa bei A den ganzen Raum AA_1 zwischen zwei Schaufeln einnimmt, den beanspruchten Raum zeichnen, so hat man nur in beliebig vielen Punkten A, b, g, n, F einer Schaufel die Größe $Ab_1 = AA_1 \sin\beta$ als $Ab_1 = bm = gh = no = Fd_1$ senkrecht zum

Fig. 343.



Schaufelprofile aufzutragen, wodurch man in $A_1 b_1 m o d_1 F_1$ die innere Begrenzung des passirenden Strahls erhält. Hieraus erkennt man, daß die zwischen dem Strahle und der Schaufel $A_1 b_1 g_1 d_1 F_1$ verbleibende, in der Figur schraffirte Fläche den besagten todten Raum darstellt.

Da man nun häufig genöthigt ist, das Turbinenrad ganz im Wasser umlaufen zu lassen, so namentlich, wenn das Unterwasser zu verschiedenen Zeiten sehr veränderliche Höhe hat, oder in allen den Fällen, wo die Turbine mit einer Unterwassersäule arbeitet, so scheint von vornherein für solche Fälle die Aufstellung von reinen Actionsturbinen als unvortheilhaft ausgeschlossen, und hierfür die alleinige Anwendung von Reactionsturbinen geboten zu sein. Letzteres dürfte wohl auch in den meisten derjenigen Fälle empfehlenswerth sein, in welchen das der Turbine zufließende Aufschlag-

quantum wesentlichen Aenderungen nicht unterworfen ist. Andererseits jedoch bieten nach den vorhergehenden Paragraphen gerade die Druckturbinen so große Bequemlichkeit in der Regulirung des Wasserzutritts gegenüber den Schwierigkeiten der Regulirung von Reactionsrädern, daß es sehr erwünscht sein muß, in solchen Fällen, wo die Wassermenge sehr veränderlich ist, Druckturbinen anzuwenden. Solche Betrachtungen haben denn auch dazu geführt, Mittel aufzusuchen, durch welche die vorgedachten Uebelstände der Druckturbinen beseitigt und dieselben eben so gut zum Arbeiten unter Wasser befähigt werden, wie die Reactionsturbinen. Ein solches Mittel, welches zuerst von Hänel bei den in Fig. 340 dargestellten Rothenburger Turbinen mit großem Vortheile angewendet worden ist, besteht in der Anbringung von sogenannten Rückschaufeln, d. h. von Schaufelblechen, welche im Innern der Radzellen von solcher Form angebracht werden, daß durch sie die mehrerwähnten todten Räume gänzlich vom Wasser abgesperrt werden. Es würde also in der Figur durch $b_1 mhod_1$ das Profil der Rückschaufel dargestellt sein.

Diese Schaufelform hat sich gleich bei der ersten durch Fig. 340 dargestellten Ausführung vorzüglich bewährt, wie die ausführlichen und sorgfältigen Versuche beweisen, welche mit diesen Turbinen angestellt und an unten verzeichneter Stelle*) veröffentlicht sind. Danach ergaben diese Turbinen, welche 1,374 m mittleren Durchmesser, 0,314 m Höhe, 32 Leitschaufeln und eben so viel Radschaufeln hatten, bei Eintauchungen, welche zwischen 0 und 0,47 m betrugen, und bei Aufschlagmengen, die zwischen 0,164 und 0,761 cbm schwankten, Nutzeffecte, welche nur zwischen 0,70 und 0,64 variirten, trotzdem auch das Gefälle entsprechend dem veränderlichen Stauwasser zwischen 1,226 und 1,956 m veränderlich war. Seither sind diese Rückschaufeln, welche auch von Rittinger angewandt und empfohlen wurden, vielfach, sowohl bei Axial- wie Radialturbinen in Aufnahme gekommen. Man wird sie, wie aus dem Vorstehenden sich ergiebt, nur in solchen Fällen anwenden, wo das Aufschlagwasser sehr veränderlich ist und das Rad im Wasser umgehen muß. Für Reactionsturbinen hat man natürlich gar keine Veranlassung, Rückschaufeln anzuwenden, eben so wenig wie für Tangentialräder, welche man immer frei über Wasser ausgießen läßt.

Aus dem Vorstehenden wird genügend deutlich sein, wie man mit Hülfe des Geschwindigkeitspolygons der Fig. 343 in jedem Falle die Form der Rückschaufeln feststellen kann, wobei nur bemerkt werden möge, daß in Folge der Reibung des Wassers in den Radzellen die relative Austrittsgeschwindigkeit w_a in Wirklichkeit etwas kleiner sein wird, als die relative Eintritts-

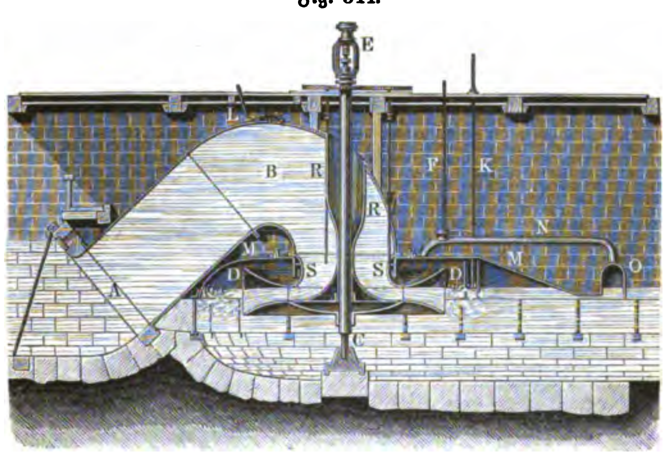
*) Ztschr. d. V. d. Ing., 1861.

geschwindigkeit w_e, so daß der Winkel δ noch einer kleinen Correctur bedarf, wie bereits in §. 126 erwähnt wurde.

Die Schaufelflächen hat man, da diese Turbinen ohne Reaction arbeiten, nicht nach der Fig. 330 als Flächen gleicher Axialgeschwindigkeit, sondern nach Fig. 332 als Flächen constanter Reaction (Null) zu entwerfen.

Girard'sche Turbinen. Denselben Zweck, welchen Hänel durch die Rückschaufeln verfolgt, nämlich die Actionsturbinen zur Arbeit unter Wasser dadurch zu befähigen, daß dem Unterwasser der Eintritt in die mehrerwähnten todten Räume verwehrt wird, hat Girard in einer anderen Weise erreicht. Derselbe hat nämlich die Turbine mit einem luftdichten, §. 134.

Fig. 344.



ins Unterwasser tauchenden Mantel umgeben, in welchen durch eine Compressionspumpe Luft von solcher Pressung gedrückt wird, daß hierdurch der Wasserspiegel bis zur Höhe der Ausflußmündungen gesenkt wird, das Rad sonach in Luft umgeht.

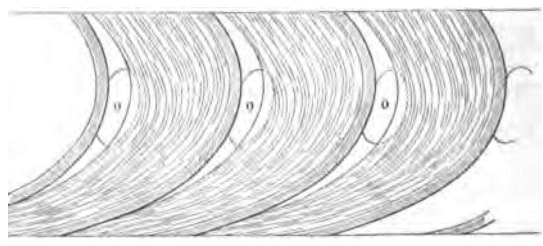
Die Einrichtung einer solchen Turbine mit sogenannter „Hydropneumatisation“ ist aus Fig. 344 zu ersehen. Bei dem hier abgebildeten Rade ist bei einem Aufschlag von 3 bis 5 cbm pr. Secunde und einem Gefälle zwischen 0,45 und 0,60 m der Durchmesser gleich 3,5 m und die Umdrehungszahl gleich 20 pr. Minute. Diese Turbine ist von Girard für eine Spinnerei zu Eindhoven in Holland construirt. Damit das Wasser ungehindert in das Rad eintreten kann, mußte es dem Ausflußbehälter durch ein krummes Rohr AB nach Art eines Hebers zugeführt werden. Das mit seiner Welle in E aufgehangene Turbinenrad D ist von

einem Mantel M umschlossen, in welchen durch die Röhre F die Luft von einer Compressionspumpe gedrückt wird, welche ihre Bewegung von der Turbine selbst erhält, während durch eine zweite Röhre K eine Abführung der überflüssig eingepreßten Luft bewirkt wird, so daß der Wasserspiegel in dem Mantel immer einen bestimmten Stand behält. In einer Glocke O sammelt sich die von dem Wasser mitgeführte Luft, um durch eine Röhre N wieder in den Radstubenraum M zurückzutreten. Die Einrichtung, Aufhängung und Bewegung der Schütze S ist die gewöhnliche. Das Rohr R, welches die Turbinenwelle umschließt, hat einen länglichen Querschnitt erhalten, um dem Wasser möglichst wenig Widerstände zu bieten. Eine kleine Luftpumpe dient zur Entfernung der sich im Scheitel des Mantels ansammelnden Luft durch die Röhre L, sowie zum Ansaugen des Wassers beim Anlassen der Turbine.

Eine Eigenthümlichkeit der Girard'schen Turbinen besteht in der allmäligen Erweiterung des Rades nach dem Austrittsumfange hin, so daß hier-

Fig. 345.



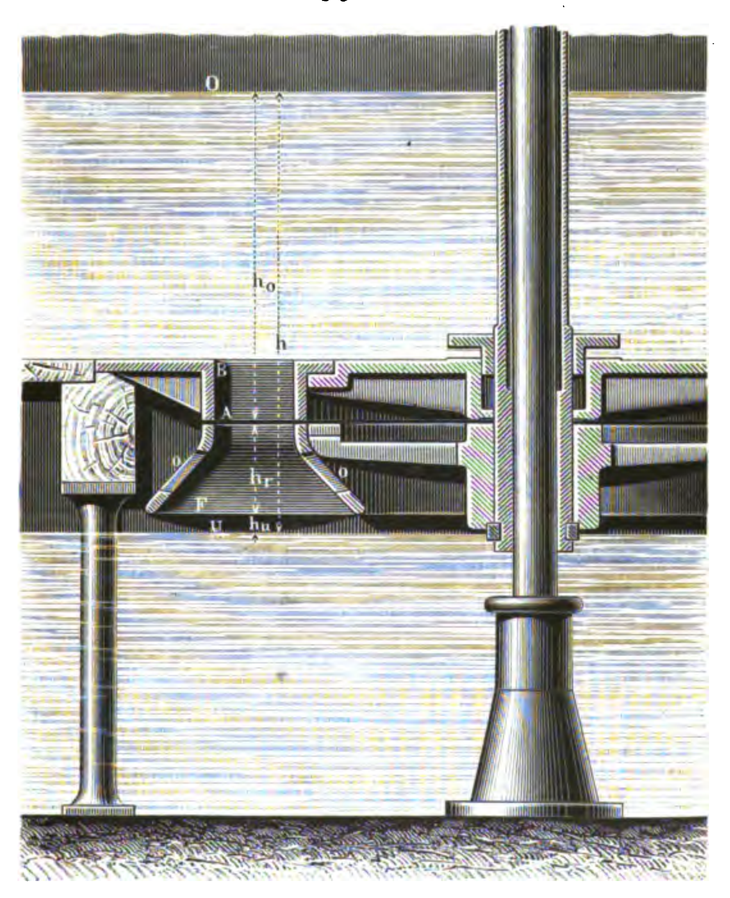


durch die absolute Austrittsgeschwindigkeit c_a des Wassers ermäßigt, und somit der mit dieser Geschwindigkeit verbundene Verlust an Arbeitsvermögen verringert werden kann.

Die Hydropneumatisation hat wegen ihrer complicirten Einrichtung in der Praxis keine weitere Verbreitung erlangen können, dagegen sind die nach dem Girard'schen Princip mit einer Erweiterung des Rades nach dem Auslaufe hin construirten Turbinen vielfach in Anwendung gekommen. Bei diesen nach dem Erfinder benannten Girardturbinen sind ferner die Radkränze nach Fig. 345 mit Oeffnungen o versehen, welche die äußere Atmosphäre mit den Zellenräumen des Rades in Verbindung setzen, so daß in den letzteren weder eine Verdünnung noch eine Verdichtung der Luft möglich ist. Einen Querschnitt durch das Leitrad AB und das Laufrad F einer Girardturbine zeigt Fig. 346, aus welcher auch ersichtlich ist, daß das Rad in freier Luft umgeht, indem sein unterer Rand F um eine gewisse kleine Größe $h_u = 0{,}05$ bis $0{,}10$ m über dem Unterwasserspiegel U ge-

legen ist. Diese Höhe h_u geht natürlich für die Wirkung des Rades verloren. Man ersieht aus dem Vorstehenden auch, daß die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser bei diesen Turbinen das Leitrad bei A verläßt, nicht von dem ganzen Gefälle $h = h_o + h_r + h_u$, sondern nur von demjeni-

Fig. 346.



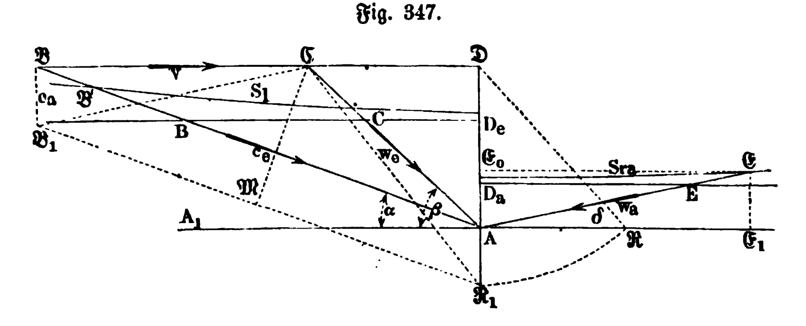
gen h_o abhängig ist, insofern nämlich in dem Spalte A, ebenso wie im Oberwasserspiegel O die atmosphärische Pressung vorherrscht. Das Gefälle h_r, welches der Radhöhe entspricht, kommt dagegen erst im Rade selbst zur Wirkung, indem dasselbe außer zur Ueberwindung der Reibungswiderstände im Rade auch dazu dient, die relative Geschwindigkeit des Wassers zu vergrößern, so daß die Beziehung gilt:

$$\frac{w_a^2 - w_e^2}{2g} = h_r - z_r \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (124)$$

unter z_r die Widerstandshöhe der Radschaufeln verstanden. Dieser Umstand, sowie die durch die Erweiterung des Rades bewirkte Verkleinerung der axialen Durchgangsgeschwindigkeit sind bei der Berechnung und Zeichnung der Girardturbinen zu berücksichtigen, und es wird durch diese beiden Umstände noch eine entsprechende Modification des Diagramms veranlaßt, welches bisher immer für reine Actionsturbinen mit parallelen Kränzen angegeben wurde. Es möge daher schließlich noch das Diagramm für eine Girardturbine unter Berücksichtigung der gedachten Verhältnisse hier angeführt werden.

Es sei wieder $A_1 A$, Fig. 347, die Bewegungsrichtung des Radumfanges für den mittleren Cylinderschnitt einer Girardturbine, gegen welche das Wasser aus dem Leitrade in der Richtung BA unter dem Neigungswinkel α

Fig. 347.



treten soll. Bedeutet die Länge $D_e A = c_{ne}$ die axiale Geschwindigkeit, mit welcher das Aufschlagwasser Q den Querschnitt des Leitrades im Spalt durchströmen würde, wenn die Schaufelstärken eine Verengung nicht bewirken würden, so zeichnet man nach §. 123 die zu dieser Geschwindigkeit $D_e A$ und den Schaufeldicken gehörige Hyperbel S_l für die Austrittsfläche des Leitrades. Man würde dann in $\mathfrak{B}'A$ die Austrittsgeschwindigkeit erhalten, wenn die Schaufeldicken des Laufrades nicht eine Versperrung bewirkten. Mit Rücksicht auf diese Versperrung bestimmt man mit Hülfe des Versperrungscoefficienten σ nach §. 124 die effective Größe der Eintrittsgeschwindigkeit, welche in dem Diagramm in der Richtung BA als die Strecke $\mathfrak{B}A = c_e$ aufgetragen werde. Diese Eintrittsgeschwindigkeit hat man

$$c_e = \sqrt{2g\,(h_o - z_o)} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (125)$$

zu setzen, unter z_o die Widerstandshöhe verstanden, welche durch die Reibung im Zuführungsrohre und Leitapparate, sowie durch die plötzliche Geschwin-

digkeitsänderung von $\mathfrak{B}'A$ auf $\mathfrak{B}A$ zufolge der Versperrung aufgezehrt wird. Man wird nicht weit fehlgreifen, wenn man $z_0 = 0,10\,h$ bis $0,12\,h$ in Rechnung setzt.

Um nun die Winkel β und δ für das erste und letzte Radschaufelelement und die Radgeschwindigkeit zu bestimmen, kann man Folgendes bemerken. Ist b_e die radiale lichte Weite des Rades am Eintrittsquerschnitte und b_a dieselbe Größe für die Austrittsfläche, so hat man für diese beiden Flächen, ohne Rücksicht auf die Schaufeldicken,

$$\frac{\pi r^2 b_e}{\pi r^2 b_a} = \frac{b_e}{b_a}.$$

Wenn man daher $D_a A = \frac{b_e}{b_a} D_e A$ anträgt, so würde in $D_a A$ die axiale Austrittsgeschwindigkeit unter der Voraussetzung unendlich dünner Schaufeln erhalten werden, und bei der Richtung AE des letzten Schaufelelementes wäre EA die relative Austrittsgeschwindigkeit. Wegen der Schaufelstärken aber erhält man die thatsächliche Austrittsgeschwindigkeit zu $w_a = \mathfrak{E}A$ in dem Fahrstrahle an diejenige Hyperbel S_{ra}, welche dem Austrittsumfange des Laufrades entspricht.

Ist nun ferner $\mathfrak{C}A$ die Richtung des ersten Elementes der Radschaufel, so hat man in $\mathfrak{B}\mathfrak{C} = v$ die Radgeschwindigkeit und in $\mathfrak{C}A = w_e$ die relative Eintrittsgeschwindigkeit. Damit nun die Neigungswinkel β und δ die richtigen seien, muß erstens $\mathfrak{E}_0\mathfrak{E} = \mathfrak{B}\mathfrak{C} = v$ sein wegen des normalen Austritts, und zweitens nach dem Vorangeschickten die Gleichung gelten

$$w_a^2 = w_e^2 + 2g\,(h_r - z_r) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (124)$$

Aus dieser Gleichung ergiebt sich daher, daß, wenn man die Geschwindigkeit $\sqrt{2g\,(h_r - z_r)}$ als $A\mathfrak{R}$ aufträgt, dann $\mathfrak{D}\mathfrak{R}_1 = \mathfrak{D}\mathfrak{R}$ macht, und endlich die axiale Componente $\mathfrak{E}\mathfrak{E}_1$ gleich $\mathfrak{B}\mathfrak{B}_1$ vertical aufträgt, die beiden Strecken $\mathfrak{C}\mathfrak{B}_1$ und $\mathfrak{C}\mathfrak{R}_1$ gleich groß sein müssen, denn es ist offenbar dann nach der Construction:

$$\mathfrak{C}\mathfrak{B}_1^2 = v^2 + c_a^2 = w_a^2 = A\mathfrak{E}^2$$

und

$$\mathfrak{C}\mathfrak{R}_1^2 = \mathfrak{C}\mathfrak{D}^2 + \mathfrak{D}\mathfrak{R}_1^2 = \mathfrak{C}\mathfrak{D}^2 + \mathfrak{D}A^2 + A\mathfrak{R}^2 = w_e^2 + 2g(h_r - z_r).$$

Es handelt sich also nur darum, den Punkt $\mathfrak{B}_1$ zu ermitteln, da $\mathfrak{R}_1$ sich aus h_r und z_r, wie angegeben, leicht construiren läßt und dann auf $\mathfrak{B}\mathfrak{D}$ den Punkt $\mathfrak{C}$ so zu bestimmen, daß $\mathfrak{C}\mathfrak{B}_1 = \mathfrak{C}\mathfrak{R}_1$ wird, wozu man einfach in der Mitte von $\mathfrak{B}_1\mathfrak{R}_1$ auf dieser Geraden das Loth $\mathfrak{M}\mathfrak{C}$ zu errichten hat. Der Punkt $\mathfrak{B}_1$ aber ist leicht annähernd zu bestimmen, denn die Strecke $\mathfrak{E}\mathfrak{E}_1 = \mathfrak{B}\mathfrak{B}_1$ ist nur wenig größer als die bekannte Strecke $D_a A$; man kann daher dem entsprechend $\mathfrak{E}\mathfrak{E}_1$ ziemlich sicher schätzungsweise annehmen und wird kaum jemals einer Wiederholung der Construction bedürfen.

Bei der hier angegebenen Construction füllt der Wasserstrahl beim Austritte aus dem Rade den Querschnitt vollständig aus, wie es zu möglichster Verminderung von c_a gefordert werden muß. Im Innern des Rades dagegen löst sich der Strahl von der convexen Fläche der Schaufel vollständig ab, und man sieht, daß der Strahl beim Eintritte in das Rad nur eine im Umfange gemessene Breite gleich $\frac{CA}{\mathfrak{C}A} t_r$ einnimmt, wenn t_r die Größe der Schaufeltheilung bedeutet.

Die dem Rade entzogene Geschwindigkeit ist $\mathfrak{C}\mathfrak{C}_1 = c_a$, und daher geht durch dieselbe und durch das Freihängen des Rades ein Gefälle $\frac{c_a^2}{2g} + h_u$ verloren.

Will man auch hier die Schaufeln nicht als Schraubenflächen, sondern in correcter Weise bestimmen, so hat man nach §. 128 eine Schaufelfläche mit constanter Reaction ($h_r - z_r$) zu entwerfen. Zu einer solchen Fläche wird man am einfachsten dadurch gelangen, daß man für verschiedene Abstände von der Axe in ähnlicher Art, wie hier für den mittleren Abstand r geschehen, die Winkel α, β und δ ermittelt.

§. 135. **Benutzung der Austrittsgeschwindigkeit.** Um den Verlust an mechanischer Arbeit, welcher mit der dem austretenden Wasser nothwendig innewohnenden Austrittsgeschwindigkeit c_a verbunden ist, thunlichst zu vermindern, sind verschiedene Anordnungen getroffen worden, welche entweder den Zweck haben, diese Austrittsgeschwindigkeit selbst möglichst zu verringern oder denjenigen, die Wirkungsfähigkeit des austretenden Wassers zur Ausübung einer Arbeit in einem besonderen Rade zu verwenden.

In der erstgedachten Hinsicht hat man das Rad nach dem Austrittsumfange hin öfter erweitert, um durch den so erhaltenen größeren Querschnitt die nöthige Austrittsgeschwindigkeit zu verkleinern. Bei dieser Anordnung, welche insbesondere bei den Girard'schen Turbinen allgemein gefunden wird, werden natürlich die Abmessungen des Rades und damit die Nebenhindernisse der Zapfenreibung, sowie des Luft- und Wasserwiderstandes größer, auch darf bei Reactionsturbinen die Erweiterung nur eine sehr allmälige sein, weil sonst die Gefahr nahe liegt, daß der volle Ausfluß verloren geht.

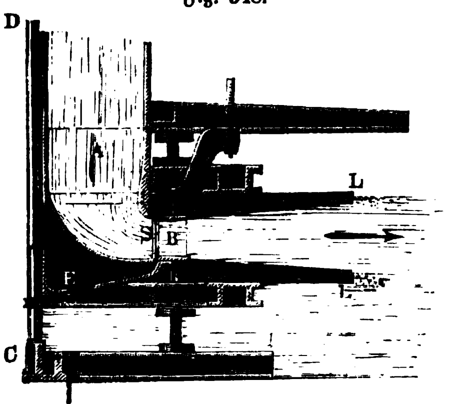
Eine andere, dem gleichen Zwecke einer Vergrößerung des Austrittsquerschnitts für das abgehende Wasser dienende Vorrichtung, welche mit dem genannten Uebelstande nicht behaftet ist, bildet der Boyden'sche Diffuser. Derselbe besteht in einem festliegenden, das Rad einer inneren Radialturbine B, Fig. 348, von außen umgebenden ringförmigen Raume KL, dessen innere Oeffnung mit der Austrittsöffnung des Rades B übereinstimmt, während seine Kränze sich nach außen hin allmälig erweitern. Ist r

der innere und R der äußere Halbmesser des Diffusers, und ist dessen Erweiterung von der Radweite b auf die äußere $B = LL$ eine derartig allmälige, daß ein Abreißen des Wassers nicht zu befürchten ist, dasselbe vielmehr den Diffuser gänzlich erfüllt, so wird offenbar das Wasser, welches aus dem Rade mit der Geschwindigkeit c_a austritt, den Diffuser mit einer Geschwindigkeit

$$\frac{2\pi r . b}{2\pi R . B} c_a = \frac{rb}{RB} c_a = \vartheta c_a$$

verlassen, wenn mit $\vartheta = \frac{rb}{RB}$ das Verhältniß des Eintritts- und Austrittsquerschnitts bezeichnet wird. Die hierdurch verloren gehende Arbeit beträgt

Fig. 348.



also für jedes Kilogramm Wasser $\vartheta^2 \frac{c_a^2}{2g}$, während ohne den Diffuser die Arbeit $\frac{c_a^2}{2g}$ verloren geht, so daß der durch den Apparat erzielte Gewinn zu $(1 - \vartheta^2) \frac{c_a^2}{2g}$ sich berechnet, wovon allerdings die in dem Diffuser selbst auftretenden Reibungswiderstände einen Theil verzehren.

Wäre z. B. $R = 2r$ und $B = \frac{4}{3} b$, so würde der Gewinn

$$\left[1 - \left(\frac{1}{2}\,\frac{3}{4}\right)^2\right] \frac{c_a^2}{2g} = \left(1 - \frac{9}{64}\right) \frac{c_a^2}{2g} = 0{,}86 \frac{c_a^2}{2g} = h_\theta$$

betragen. Wenn man daher für die Turbine etwa $\frac{c_a^2}{2g} = 0{,}06\, h$ angenommen hätte, so würde durch den Diffuser $h_\theta = 0{,}06 . 0{,}86\, h = 0{,}052\, h$ also über 5 Proc. an Gefälle erspart werden, wovon indessen für die Reibung des Wassers im Diffuser selbst ein Theil abzuziehen wäre.

Man hat sich die Wirkung des Diffusers auf die Turbine so zu denken, daß durch denselben der Gegendruck auf die Ausmündung des Rades um eine der Höhe h_θ entsprechende Größe vermindert, also der wirksame Druck des Oberwassers um ebenso viel vermehrt wird, was unmittelbar aus dem für die Größe des hydraulischen Druckes geltenden mehrfach angezogenen Gesetze (13) folgt. Bezeichnet man nämlich mit x die Wassersäulenhöhe, welche der Pressung in der Mitte zwischen Radmündung und Diffuser entspricht, so ist, da die Pressung auf die Mitte der Ausmündung des Diffusers durch eine Wassersäule 10,336 m $+ h_u = b + h_u$ gemessen wird, nach jenem Gesetze:

$$b + h_u = x + \frac{c_a^2}{2g} - \frac{\vartheta^2 c_a^2}{2g} = x + h_\theta,$$

also $x = b + h_u - h_\theta$, d. h. die Pressungshöhe im Spalt zwischen Rad und Diffuser ist um die Größe h_θ kleiner als ohne den Diffuser. Die Wirkung des letzteren wird daher auch rückwärts eine Vergrößerung aller Geschwindigkeiten in der Turbine zur Folge haben, welche man dadurch findet, daß man das wirksame Gefälle h_w der Turbine um die Höhe h_θ größer in Rechnung stellt, dann aber als die Geschwindigkeit des abfließenden Wassers diejenige c_a einführt, mit welcher das Wasser das Turbinenrad verläßt.

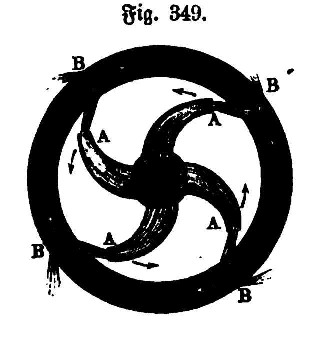
Im Allgemeinen hat der Diffuser keine nennenswerthe Verbreitung gefunden, doch kann hier die Bemerkung angefügt werden, daß man bei den Axialturbinen eine ähnliche Wirkung erlangen kann, wenn man den Querschnitt des Abführungsrohres unmittelbar unterhalb des Rades nicht plötzlich erweitert, wie dies meist geschieht, sondern wenn man, etwa durch einen kegelförmigen Einsatz in der Mitte dafür sorgt, daß die Geschwindigkeit c_a des aus dem Rade abfließenden Wassers möglichst allmälig in die kleinere Geschwindigkeit übergeführt wird, welche das Wasser in dem Abflußrohre annimmt. Es würde sich dadurch in einfacher Art meistens noch eine Ersparniß von 2 bis 3 Proc. der Arbeitsleistung erreichen lassen.

Bei den Turbinen ohne Leitschaufeln besitzt nach den Erörterungen in den §§. 121 und 122 das abfließende Wasser noch eine beträchtliche Geschwindigkeit, insbesondere, wenn das verwendete Gefälle ein großes ist. Um den hiermit verbundenen Verlust an mechanischer Arbeit möglichst zu ermäßigen, hat man wohl auch versucht, das aus der Turbine tretende Wasser zum Umtriebe eines zweiten Rades zu verwenden. Eine derartige Construction hat der Oberbergrath Althans in einer Lohmühle*) zu Vallendar bei Ehrenbreitstein ausgeführt. Die wesentliche Einrichtung derselben ist aus

*) Innerösterreichisches Gewerbeblatt, 1843.

Fig. 349 zu ersehen. Darin stellt *EA* die gewöhnliche schottische Turbine für ein Gefälle von circa 38 m vor, während das größere Schaufelrad *B* durch das aus den Schwungröhren *A* ausfließende Wasser bewegt wird. Da beide Räder nach entgegengesetzten Richtungen umlaufen, so sind sie durch ein besonderes Räderwerk mit einander zu verbinden. Da das größere Rad hierbei vermöge seiner Masse nach Art eines Schwungrades wirkt, so wird hierdurch ein gleichförmigerer Gang erzielt.

Fig. 349.



In welcher Weise die Wirkung des austretenden Wassers zur Bewegung eines Regulators für die Schützvorrichtung von Nagel und Kämp verwendet worden ist, wurde bereits in §. 132 angeführt. Mehrere Axialturbinen unter einander derart anzubringen, daß das abfließende Wasser des oberen Rades dem unteren zufließt, hat v. Reiche in seinem Werke über Turbinen vorgeschlagen, wofür er den Namen „mehrspaltige Turbinen“ gewählt hat.

Die Turbinenwelle. Die Wellen der Turbinen werden immer aus Eisen gefertigt und zwar aus Schmiedeeisen, wenn die Welle massiv ist und aus Gußeisen bei hohler Gestalt, wie solche bei der Aufhängung durch Fontaine'sche Ueberwasserzapfen erforderlich ist. Diese Wellen werden durch die auf sie wirkenden Kräfte wesentlich auf Torsion beansprucht, da bei einer vollen Beaufschlagung des Turbinenrades ein einseitiger Druck auf die Welle nicht entsteht, und da man einen solchen auch bei einer partiellen Beaufschlagung dadurch vermeidet, daß man den Wassereintritt an zwei diametral gegenüberliegenden Stellen stattfinden läßt. Ein Seitendruck wird allerdings auf die Welle an der Stelle ausgeübt, an welcher die Kraft durch Räder oder Riemen an die Transmissionswelle abgegeben wird, doch kommt dieser Druck bei den meisten Anordnungen unmittelbar neben dem oberen Halslager der Turbinenwelle, also an einem so geringen Hebelarme zur Wirkung, daß die hierdurch erzeugte Anstrengung des Materials auf Biegung meist nicht bedeutend ist. Es genügt daher für die gewöhnlichen Fälle, die Welle lediglich nach den Formeln für die Torsionsfestigkeit zu berechnen, und zwar hat man hierbei, da wegen der verhältnißmäßig geringen Länge der Turbinenwelle deren Verdrehungswinkel nur klein ist, aus Thl. III, 1, die Festigkeitsformel §. 136.

$$Pa = 716\,200\,\frac{N}{n} = t\,\frac{W}{e} \quad \cdots\cdots \quad (126)$$

anzuwenden, worin Pa das verdrehende Moment in Millimeterkilogrammen entsprechend N Pferdekräften und n Umdrehungen, W das polare Trägheitsmoment des Wellenquerschnitts und t die höchstens zulässige Schubspannung in den äußersten Fasern bedeutet, deren Abstand von der Axe durch e ausgedrückt ist. Für den kreisförmigen Querschnitt vom Durchmesser d hat man bekanntlich

$$\frac{W}{e} = \frac{\pi d^3}{16}$$

und für den ringförmigen Querschnitt der hohlen Wellen vom äußeren Durchmesser D und inneren Durchmesser d

$$\frac{W}{e} = \frac{\pi (D^4 - d^4)}{16 D} = \frac{\pi}{16} D^3 (1 - \nu^4)$$

zu setzen, wenn $\nu = \frac{d}{D}$ das Durchmesserverhältniß bedeutet.

Nimmt man die höchstens zulässige Schubspannung mit Redtenbacher pr. Quadratmillimeter zu

$$t = 2,11 \text{ kg für Schmiedeeisen}$$

und

$$t = 0,89 \text{ kg für Gußeisen}$$

an, so erhält man aus (126):

$$716\,200 \frac{N}{n} = 2,11 \frac{\pi d^3}{16}$$

den Durchmesser für schmiedeeiserne Wellen

$$d = 120 \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \text{ mm} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (127)$$

und ebenso aus

$$716\,200 \frac{N}{n} = 0,89 \frac{\pi}{16} D^3 (1 - \nu^4)$$

für gußeiserne hohle Wellen den äußeren Durchmesser:

$$D = 160 \sqrt[3]{\frac{N}{n (1 - \nu^4)}} \text{ mm} \quad . \; . \; . \; . \quad (128)$$

Setzt man hierin noch als passendes Verhältniß $\nu = \frac{d}{D} = \frac{2}{3}$, so erhält man damit:

$$D = 172 \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \text{ mm} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (128^a)$$

Die nach den vorstehenden Formeln berechneten Durchmesser hat man natürlich für die dünnsten Stellen zwischen dem Turbinen- und dem Trans-

missionsrade in Anwendung zu bringen, es muß also auch der unterhalb des letzteren angeordnete Halszapfen diese Stärke bekommen, und es sind für die Nabensitze entsprechende Verstärkungen anzuordnen. Wenn das Transmissionsrad auf der Turbinenaxe unterhalb des oberen Zapfens, also zwischen diesem und dem Turbinenrade angebracht ist, so hat man den oberen Zapfen als Stirnzapfen mit Rücksicht auf seine Bruchfestigkeit nach Thl. III, 1, zu berechnen.

Der Spurzapfen der Turbinenwelle hat außer dem Eigengewichte der Welle nebst Laufrad und Transmissionsrad auch noch den Wasserdruck aufzunehmen, welchem das Laufrad unterworfen ist. Dieser Druck bestimmt sich für den Zustand des Betriebes aus der Reactionsdruckhöhe h_ρ. Für eine reine Druckturbine, für welche $h_\rho = 0$ ist, fällt daher für den Zustand des Betriebs der Wasserdruck ganz fort. Als die gedrückte Grundfläche kann man bei den Axialturbinen den horizontalen Querschnitt $\pi(r_a^2 - r_i^2)$ annehmen.

Bei den Radialturbinen wird der Wasserdruck meistens durch einen festliegenden Teller aufgenommen, so daß die Axe einem Wasserdrucke nur durch das Gewicht des im Rade befindlichen Wassers ausgesetzt ist. Wenn jedoch ein solcher fester Bodenteller nicht vorhanden wäre, so hätte man bei den Radialturbinen als gedrückte Fläche die durch den Eintrittsumfang umschlossene Kreisfläche πr_e^2 anzusehen. Die Bestimmung des auf den Spurzapfen entfallenden Druckes wird hiernach in keinem Falle Schwierigkeiten machen. Daß die im Wasser befindlichen Theile einem Auftriebe gleich dem Gewichte des verdrängten Wassers unterworfen sind, würde bei einer genauen Druckermittelung zu berücksichtigen sein.

Die Stärke des Spurzapfens macht man gewöhnlich gleich $^2/_3$ bis $^3/_4\, d$, und zwar läßt man sich hierbei von der Rücksicht leiten, den Druck pr. Flächeneinheit der Auflagerfläche nicht über ein gewisses Maß steigen zu lassen, damit der Verschleiß der Pfannenlager und des Zapfens möglichst gering ausfällt. Es gelten hierfür die in Thl. III, 1, in Betreff der Spurzapfen gemachten Bemerkungen. Man findet hiernach den Zapfendurchmesser für eine wirksame Belastung P der Turbinenwelle durch

$$d = \sqrt{\frac{4P}{\pi p}} = 1{,}13\sqrt{\frac{P}{p}}\,\text{mm} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (129)$$

wenn p die pr. Quadratmillimeter Zapfenfläche zulässige Pressung bedeutet.

Nach Reuleaux kann man, unter n die Umdrehungszahl pr. Minute verstanden,

$$d = 0{,}17\sqrt{Pn}\,\text{mm} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (129^a)$$

setzen, welcher Formel die Annahme

$$p = \frac{44{,}2}{n}\,\text{kg} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (129^b)$$

zu Grunde liegt. Demnach ergiebt sich die schon in Thl. III, 1, angeführte kleine Tabelle:

n	50	100	150	300	600	1000	Umdrehungen pro Minute
$p =$	0,88	0,44	0,29	0,15	0,075	0,044	Kilogramm pro 1 qmm

Beispiel. Wenn eine Turbine bei 90 Umdrehungen pro Minute 40 Pferdekraft nutzbar macht, so ist die Stärke der schmiedeeisernen Welle zu

$$d = 120 \sqrt[3]{\frac{40}{90}} = 91{,}6 \text{ mm} = rot\ 92 \text{ mm}$$

anzunehmen. Dagegen erhält man bei Aufhängung der Turbine auf einen Ueberwasserzapfen den äußeren Durchmesser der hohlen gußeisernen Welle unter Zugrundelegung eines Verhältnisses der Durchmesser $\nu = \frac{d}{D} = \frac{2}{3}$:

$$D = 172 \sqrt[3]{\frac{40}{90}} = 131 \text{ mm},$$

so daß der innere Durchmesser $d_2 = \frac{2}{3}\,131 = 87$ mm folgt. Die erforderliche Zapfenstärke ergiebt sich, wenn die Belastung der Axe zu $P = 2500$ kg angenommen wird, nach Reuleaux zu

$$d = 0{,}17 \sqrt{2500 \,.\, 90} = 80 \text{ mm},$$

so daß auf jeden Quadratmillimeter des Zapfenquerschnitts eine Belastung von $\frac{2500}{\pi \,.\, 40^2} = 0{,}49$ kg entfällt.

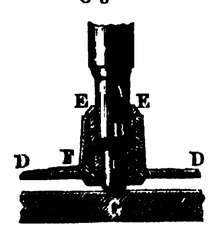
§. 137. **Zapfenlager der Turbinen.** Eine besondere Sorgfalt erfordert die Anordnung des Zapfenlagers für den Spurzapfen einer Turbine, da bei der meist großen Umdrehungszahl und der bedeutenden Belastung der Axe eine große Reibungsarbeit zu überwinden ist und ein schnelles Abführen des Zapfens eintritt, wenn nicht für dessen gute Oelung und sorgfältige Lagerung gesorgt wird. Wenn der Spurzapfen am unteren Ende der Axe angebracht wird, das Spurlager also ganz im Wasser befindlich ist, so wird hierdurch nicht nur die Zugänglichkeit, Beaufsichtigung und Schmierung des Zapfens sehr erschwert, sondern es können auch leicht Beschädigungen der Zapfenoberfläche durch von dem Wasser mitgeführten scharfen Sand veranlaßt werden. Diese Uebelstände haben zu sehr verschiedenen Constructionen der Zapfenlager Anlaß gegeben, und zwar hat man sich entweder bemüht, den Zutritt des Wassers zu dem Unterzapfen zu verhindern, oder man hat den Zapfen oberhalb des Rades angebracht und das Turbinenrad mittelst einer hohlen Welle aufgehängt. Diese letztere Anordnung sogenannter Ueberwasserzapfen, welche zwar mit dem Uebelstande größerer Reibung der hohlen Welle

und größerer Kosten der Ausführung verbunden ist, hat sich wegen ihrer sonstigen Vorzüge in der neueren Zeit mehr und mehr eingeführt.

Den unter Wasser aufgestellten Spurzapfen hat man behufs der guten Erhaltung das zum Schmieren dienende Oel in ununterbrochenem Flusse zuzuführen, und nur bei kleinen Drucken und mäßigen Geschwindigkeiten genügt ein einfaches Baden des Zapfens in Oel. Wenn, wie dies für kleinere Turbinen wohl zulässig ist, die Lagerpfannen aus Pockholz gemacht werden, so kann die Schmierung des Zapfens mit Wasser geschehen, welches durch ein Röhrchen aus dem Oberwasser, also unter Druck, dem Zapfen zugeführt wird. Die Spurzapfen der Turbinen müssen ferner mit Vorrichtungen zum Heben und Senken der Axe versehen werden, um bei eintretender Abnutzung der Zapfen und der Pfannen das Turbinenrad genau gegen das Leitrad einstellen, also bei Axialturbinen die Weite des Spaltraums reguliren zu können.

Außer in dem Spurlager muß natürlich die Turbinenwelle noch in einem oder mehreren Halslagern geführt werden, welche Lager man in der Regel mit Centrirvorkehrungen versieht, um die Turbinenaxe genau vertical einzustellen. Diese Halslager unterscheiden sich nicht wesentlich von den in Thl. III, 1, besprochenen, weswegen dieserhalb auf jene Stelle verwiesen werden kann, und es sollen im Folgenden nur die hauptsächlich angewandten Constructionen der Spurzapfen und ihrer Lager besprochen werden.

Fig. 350.



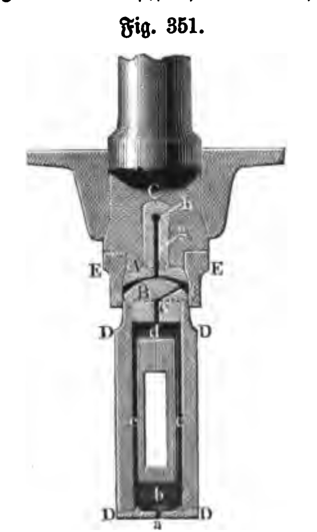
Die einfache, in Fig. 285, S. 352, angegebene Anordnung des Zapfenlagers ist nur bei geringem Drucke anwendbar. Hierbei ruht der Zapfen C in einer Pfanne von Rothguß, die innerhalb eines auf der Radstubensohle aufgeschraubten Ständers mit Hülfe der Stellkeile LS gehoben und gesenkt werden kann. Das Oel wird dem Zapfen durch ein Rohr R zugeführt, welches neben den Stellkeilen durch den Boden der Spurpfanne geht und dessen freies Ende bis über den Oberwasserspiegel emportritt.

Die Einrichtung eines Zapfens nach Cabiat führt Fig. 350 vor Augen. Der Fuß A der stehenden Welle enthält den gehärteten Stahlzapfen B, der durch eine Schraube oder einen Keil fest mit A verbunden ist. Dieser Zapfen ruht auf dem gleichfalls gehärteten Stifte C, welcher mittelst des Hebels oder Stellkeils G gehoben werden kann. DE ist das auf der Sohle fest aufsitzende gußeiserne Lagergehäuse, in welches das messingene Lagerfutter EE eingesetzt ist, das der Welle zur seitlichen Führung dient und den Zutritt des Wassers zum Zapfen verhindern soll. Durch das Rohr F wird das Oel in den Zwischenraum zwischen B und E geführt.

In wirksamer Weise wird der Zutritt des Wassers durch eine besondere Stopfbüchse verhindert, wie dies bei der in Fig. 334 abgebildeten Turbine (nach Reichenbach in Augsburg) geschieht, bei welcher auch durch die Schrauben *R* eine Centrirung des Lagers ermöglicht ist.

In Fig. 351 ist der von Fourneyron bei der in Fig. 282 gezeichneten Turbine angewendete Zapfen dargestellt. Der mit der Welle *C* fest verbundene Zapfen *A* aus hartem Stahl ist hierbei des sicheren Standes wegen nach einem Kugelsegment ausgehöhlt und ruht auf der nach derselben Form gewölbten Kopffläche der Stahlunterlage *B*, welche in dem cylindrischen

Fig. 351.

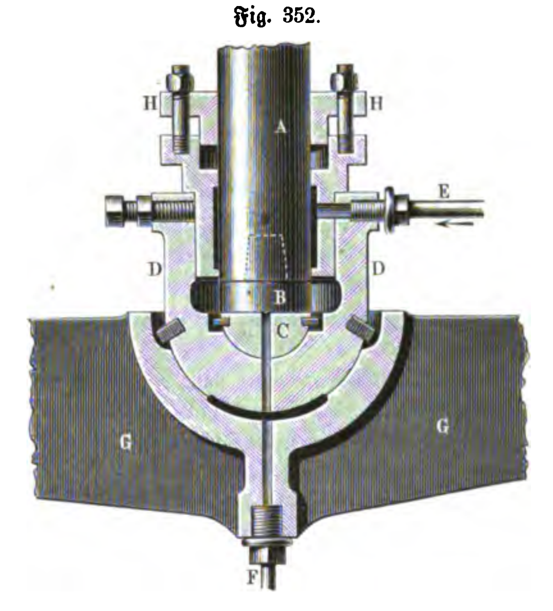


Gehäuse *D* festsitzt. Das letztere ist in einem ausgebohrten gußeisernen Gehäuse *Z*, Fig. 282, mittelst eines Hebels *OR* verschieblich, der bei *R* durch eine Zugstange und Schraube *S* gestellt werden kann und durch einen Schlitz des Gehäuses *D* hindurchgeht. Das durch das Rohr *U* zugeführte Oel tritt bei *a* in den hohlen Raum *b* und von da aus durch die Canäle *c* in den Raum *d*. Von hier fließt es durch drei unten senkrecht beginnende, oben schräg ausmündende Canäle *ef* am Umfange des Stahllagers zwischen die Reibungsflächen, woselbst ihm durch drei radiallaufende Furchen hinreichend Gelegenheit zur Ausbreitung gegeben wird. Endlich geht von der Mitte dieser Flächen eine Bohrung *gh* in die Welle hinein, durch welche das Oel nach außen abfließen kann, indem es durch den hydrostatischen Druck in dem Zuführungsrohre in Circulation erhalten wird.

Um ein Klemmen des Zapfens bei einer durch Setzen des Fundaments oder Ungenauigkeit der Aufstellung veranlaßten Schrägstellung der Axe möglichst zu vermeiden, construirt man die Spurlager nach Fig. 352, welche dem Redtenbacher'schen Werke über Turbinen entnommen ist, auch in der Weise, daß der Spurnapf *D* unten halbkugelförmig gebildet ist und in dem ebenso ausgedrehten Querstege *G* seine Lagerung findet. Die Turbinenwelle *A* ist hierbei mit dem Spurzapfen *B* versehen, welcher auf der gleichfalls halbkugelig gelagerten Spurplatte *C* aufruht. Eine Stopfbüchse *H* verhindert den Zutritt des Wassers zu den Zapfenflächen, welchen das Oel durch das Röhrchen *E* zugeführt wird, so daß es in den Furchen zwischen *A* und *H* und durch Querrinnen in der Zapfenfläche nach dem Abflußröhrchen *F* gelangt. Dieses Lager ist für kleinere Turbinen und in solchen Fällen sehr zweck-

mäßig, in denen auf eine sehr sichere Fundirung nicht gerechnet werden kann, während man bei großen Turbinen den einfacheren festen Spurlagern den

Fig. 352.



Vorzug giebt, und durch besonders exacte Ausführung und solide Unterstützung einer Abweichung der Turbinenwelle von der lothrechten Lage möglichst vorbeugt. Die Beweglichkeit des Spurlagers hat man, anstatt durch ein Kugelgelenk, auch dadurch zu erreichen gesucht, daß man, wie in Fig. 335, die Spurplatte um zwei sich rechtwinkelig kreuzende Cylindergelenke beweglich macht, auch hat man zu dem gleichen Zwecke das Spurlager vermittelst der Hood'schen Klaue aufgehängt, für welche beiden Anordnungen in dem Werke von Redtenbacher ebenfalls Beispiele angegeben sind.

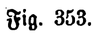
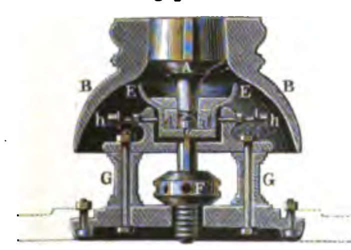


Fig. 353.



Um das Wasser von dem Turbinenzapfen abzuhalten, hat man anstatt der Stopfbüchse auch wohl nach Laurent den Druck der Luft benutzt, wie aus Fig. 353 ersichtlich ist, welche ein Lager mit der sogenannten atmosphärischen Schmierung darstellt. Das Wesentliche dieser Anordnung besteht darin, daß am Fuße der Turbinenwelle A eine Taucher-

glocke B angebracht ist, welche den Zapfen umgiebt, so daß die in der Glocke abgefangene Luft den Zutritt des Wassers zu der Spurplatte c verhindert. Der durch die Schraubenspindel F in verticaler und durch die Centrirschrauben h in horizontaler Richtung verstellbare Spurnapf, welcher außer der Spurplatte c die den Zapfen umgebende Büchse d enthält, endigt nach oben in die das Schmieröl aufnehmende Schale E. Da die Luft in der Glocke hierbei unter einem gewissen Ueberdrucke steht, entsprechend dem Stande des Unterwasserspiegels, so wird gar bald die in der Glocke enthaltene Luft aus dem Wasser aus demselben Grunde absorbirt sein, aus welchem die Luft aus den Druckwindkesseln der Pumpen allmälig verschwindet, und die gehoffte Wirkung der Glocke wird daher wohl nicht erreicht werden können, wenn man nicht mittelst einer kleinen Druckpumpe die Luft in der Glocke B stetig ersetzt. Hierdurch würde die Einrichtung aber sehr complicirt werden.

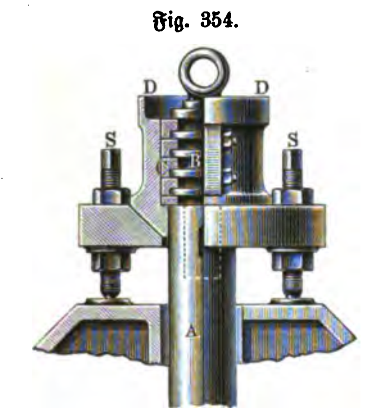
Die Aufhängung der Turbine auf einen ganz außerhalb des Wassers angeordneten sogenannten Ueberwasserzapfen kann hauptsächlich in zweifacher Art geschehen, und zwar entweder durch Anordnung des aus Thl. III, 1, bekannten Kammzapfens bei Verwendung einer massiven schmiedeeisernen Welle, wofür die Francis'sche Turbine, Fig. 284, ein Beispiel giebt, oder durch Anwendung einer hohlen gußeisernen Welle, welche in ihrem oberen geschlossenen Ende den Spurzapfen aufnimmt, mittelst dessen sie sich auf eine im Innern der Welle centrisch fest aufgestellte Tragstange stützt, welche Anordnung ebenfalls aus den Figuren 296 und 340 ersichtlich ist. In Betreff der beiden letztgedachten Beispiele findet noch der Unterschied statt, daß in Fig. 340 der Spurzapfen das obere Ende der Turbinenwelle bildet, welche ihre Kraft unterhalb dieses Zapfens durch ein Transmissionsrad fortpflanzt, während in Fig. 296 die Turbinenaxe sich oberhalb des Spurzapfens noch zu einer Transmissionswelle verlängert, weshalb man diese beiden Zapfenanordnungen wohl als Ober- und Mittelzapfen unterscheidet. Die mittlere Tragstange ist in beiden Fällen in einem auf dem Fundamente verankerten Ständer durch Verkeilen unwandelbar befestigt, und es bedarf kaum der Bemerkung, daß die Stärke dieser Tragstange nach den Regeln der zusammengesetzt rückwirkenden Elasticität derart bestimmt werden muß, daß sie einer Biegung durch die auf ihren Kopf drückende Belastung des Spurlagers nicht unterworfen ist.

Durch die folgenden Figuren 354 bis 356 sind die Anordnungen eines Francis'schen Kammzapfens, Fig. 354, eines Fontaine'schen Oberzapfens, Fig. 355, und eines eben solchen Mittelzapfens, Fig. 356, nach den von B. Lehmann*) angegebenen Zeichnungen dargestellt.

*) Ztschr. d. V. deut. Ing., 1871.

Aus Fig. 354 ersieht man, wie eine besondere, mit ringförmigen Bunden versehene Kammzapfenspindel *B* mit der Turbinenaxe *A* fest verkeilt ist und die in die Büchse *D* eingeschlossenen Ringfutter *C* aus Bronze den Druck der Bundringe aufnehmen. Die auf das Gestell *G* sich stützenden Schrauben *S* ermöglichen eine entsprechende Verstellung des Spurlagers. Die Anzahl und Breite der Bundringe richtet sich selbstredend nach der Größe der Belastung, und es muß in dieser Hinsicht auf Thl. III, 1, verwiesen werden. Die Zapfenreibung der Kammzapfen verzehrt natürlich wegen des größern Halbmessers der Reibungsfläche einen größern Arbeitsbetrag als die Reibung der gewöhnlichen Spurzapfen.

Fig. 354.



In Fig. 355 stellt *A* die hohle gußeiserne Turbinenaxe und *T* die im Innern derselben fest aufgestellte schmiedeiserne Tragstange vor, deren Kopf eine Bronzebüchse trägt, in welcher die Stahlspur *c* gelagert ist. Ein

Fig. 355.

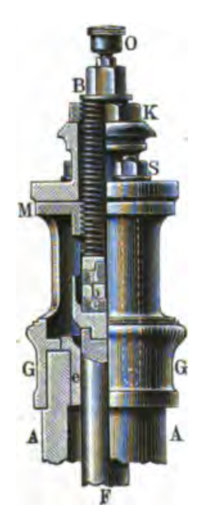


Fig. 356.



auf die Welle *A* gesteckter und durch mehrere Schrauben *S* befestigter Aufsatz *G* enthält die Schraubenspindel *B*, welche durch die schmiedeiserne

Mutter *M* hindurchtritt und am untern Ende die Stahlplatte *a* trägt. Zwischen *a* und *c* ist die Bronzeplatte *b* lose eingelegt. Da die in den Aufsatz *G* eingelegte Mutter *M* an der Drehung verhindert ist, so kann durch ein Umdrehen der Schraubenspindel *B* an deren sechskantigem Kopfe eine Hebung oder Senkung der Turbinenaxe *A* bewirkt werden, worauf durch Anziehen der Contremutter *K* die Spindel festgestellt werden kann, um einem unbeabsichtigten selbstthätigen Lösen vorzubeugen. Bei sehr großen Turbinenanlagen hat man auch wohl behufs leichterer Einstellung die Mutter *M* der Schraube drehbar gemacht und zu einem Schneckenrade gestaltet, in dessen Umfang eine Schraube ohne Ende eingreift. Die Messingbüchse *e* gewährt der Turbinenwelle eine seitliche Führung an der Tragstange, und aus dem Oelbehälter *O* fließt das Oel durch eine centrale Bohrung der Spindel *B* zwischen die sich reibenden Flächen.

Der in Fig. 356 dargestellte Mittelzapfen, dessen einzelne Theile durch dieselben Buchstaben bezeichnet sind wie bei dem Oberzapfen der Fig. 355, unterscheidet sich von letzterem nur darin, daß das Gehäuse *G* nach oben fortgesetzt ist, um darin eine Verlängerung der Welle festkeilen zu können, und daß hierbei behufs der Einstellung die Mutter *M* gedreht wird, während die Schraubenspindel *B* mittelst einer eingehobelten Nuth und eines in *G* angebrachten Stiftes an der Drehung verhindert wird. Das selbstthätige Lösen der Mutter wird nach geschehener Einstellung durch die Scheibe *s* verhindert.

§. 138. **Widerstände der Turbinenaxe.** In den bisherigen Ermittelungen ist der Widerstand unberücksichtigt geblieben, welcher der Turbine durch die Reibung des Spurzapfens auf seiner Spurplatte, sowie der Welle in ihren Halsführungen erwächst. Um diese Widerstände zu schätzen, kann man Folgendes bemerken.

Der Reibungswiderstand des Spurzapfens hängt von der Belastung P derselben ab und ist gleich φP zu setzen, wenn φ den Reibungscoefficienten bedeutet, welcher für gut geölte Zapfen zu 0,075 anzunehmen ist. Diesen Widerstand hat man sich nach den in Thl. I hierüber gemachten Bemerkungen an einem Hebelarme gleich $^2/_3\, r$ wirksam zu denken, wenn r den Halbmesser der kreisförmigen Querschnittsfläche des Zapfens bedeutet, während bei einer ringförmigen Auflagerfläche, wie sie den Kammzapfen entspricht, die Größe des Reibungshalbmessers zu $\frac{2}{3}\frac{r_1^3 - r_2^3}{r_1^2 - r_2^2}$ anzunehmen ist, wenn r_1 und r_2 beziehungsweise den äußern und den innern Halbmesser der Auflagerfläche vorstellen. Hiernach ist die zur Ueberwindung der Spurzapfenreibung bei n Umdrehungen pr. Minute erforderliche mechanische Arbeit gleich

$$L_s = \frac{2}{3}\,\pi\, d\, \varphi\, P\,\frac{n}{60}\ \text{Meterkilogramm pr. Secunde} \quad . \quad . \quad . \quad (130)$$

zu setzen, worin d den Durchmesser der Reibungsfläche in Metern bedeutet.

Außer dieser Reibung an der Stützfläche des Spurzapfens finden noch Widerstände in den Halslagern und etwaigen Stopfbüchsen statt, durch welche die Welle geführt wird. Diese Reibungswiderstände sind nicht wohl durch die Rechnung festzustellen, da sie wesentlich von der Größe der Kraft abhängen, mit welcher diese Führungen gegen die Welle gepreßt werden, und man kann daher diese Widerstände nur auf Grund von praktischen Erfahrungen und Versuchen schätzen. Durch zahlreiche Versuche hat B. Lehmann den Widerstand der gesammten Axenreibung, d. h. derjenigen am Spurzapfen und in den Halslagern ermittelt, und kommt zu dem Schlusse, daß man zur Bestimmung dieser Gesammtreibung einen Coefficienten $\varphi = 0{,}1$ zu Grunde legen könne. Mit diesem Reibungscoefficienten sind dann von dem Genannten umfangreiche Tabellen für Turbinen verschiedener Systeme ausgerechnet und an unten angezeigter Stelle*) veröffentlicht. Danach hat sich die Größe der Reibungen an dem Spurzapfen und an dem Wellenumfange zwischen 0,8 und 3,4 Proc. der absoluten Wasserkraft bei voll beaufschlagten Turbinen ergeben, und zwar liegt dieser Werth bei Axialturbinen zwischen 1,4 und 3,4 Proc. und bei Radialturbinen zwischen 0,8 und 1,7 Proc. der absoluten Wasserkraft, ist also bei den Radialturbinen nur etwa halb so groß wie bei den Axialturbinen. Dies dürfte sich aus dem geringern Wasserdrucke, welchem die Radialturbinen ausgesetzt sind, erklären. Für eine nur theilweise Beaufschlagung repräsentirt die Reibung natürlich einen höhern Procentsatz der absoluten Wasserkraft.

Die gedachten Versuche wurden in der Art angestellt, daß um das Abtriebsrad der Turbine eine Schnur gelegt und so weit belastet wurde, bis die Turbine in langsame Umdrehung gerieth. Der auf diese Weise gefundene Widerstand repräsentirt daher die Axenreibungen der Turbine im Zustande des Leerlaufes. Für den Zustand des Betriebes treten zu diesen Widerständen indessen noch erhebliche Hindernisse, welche erstens aus dem Widerstande des schnell umlaufenden Turbinenrades im Wasser oder in der Luft entstehen, und welche zweitens durch die Uebertragung der Kraft von der Turbinenaxe auf die betreffende Transmissionswelle hervorgerufen werden. Diese letztere Uebertragung erzeugt nämlich in den meisten Fällen einen beträchtlichen Seitendruck auf das obere Halslager der Turbine, welcher einen Arbeitsverlust im Gefolge hat, der besonders bei den Fontaine'schen Oberwasserzapfen wegen des größern Halbmessers der hohlen Turbinenwelle ins Gewicht fällt. Nur in den in der Wirklichkeit seltenen Fällen, wo die

*) Ztschr. d. V. d. Ing., 1879.

Uebertragung der Kraft von der Turbinenaxe aus gleichmäßig auf zwei oder mehrere dazu symmetrisch gestellte Wellen erfolgt, wie dies z. B. in Mahlmühlen zuweilen vorkommt, fällt beim vollen Betriebe der gedachte Seitendruck und mit ihm eine besondere Reibungsarbeit fort. Außerdem stellt sich aber noch bei der Uebertragung durch Zahnräder ein Widerstand ein, welcher ebenfalls von der Leistung des Turbinenrades in Abzug gebracht werden muß, wenn es sich darum handelt, die effective Leistung der Turbine, d. h. diejenige Leistung zu bestimmen, welche von dem Motor an das zu betreibende Werk thatsächlich abgegeben wird.

Es kann bemerkt werden, daß die letztgedachten von dem gewöhnlichen Betriebe der Turbine unzertrennlichen Widerstände nicht auftreten, wenn die Turbinenwelle behufs der Kraftermittelung gebremst wird, und daß also eine derartige Messung einen Arbeitsbetrag liefern muß, welcher um den Betrag jener Widerstände größer ist, als die thatsächlich von der Turbine an das zu betreibende Werk abgegebene Leistung. Man hat daher, wenn man von dem Wirkungsgrade einer Turbine spricht, in jedem Falle klar zu stellen, in welcher Weise man denselben verstehen will.

Was nun diese, durch die Kraftübertragung veranlaßten Arbeitsverluste anbetrifft, so lassen sich dieselben mit einer für die Praxis genügenden Sicherheit ermitteln, indem man die in Thl. III, 1, dafür angegebenen Regeln anwendet. Bezeichnet wie bisher N die Leistung in Pferdekräften, welche von der Turbine bei n Umdrehungen pr. Minuten ausgeübt wird, beträgt also die Leistung $L = 75\,N$ mkg, und ist R der Halbmesser in Metern des auf der Turbinenaxe befindlichen Zahnrades, von welchem der Abtrieb auf die Transmissionswelle erfolgt, so bestimmt sich die am Umfange dieses Rades wirksame Kraft K aus

$$K\,\frac{2\pi R n}{60} = L = 75\,N$$

zu

$$K = \frac{60}{2\pi R}\,\frac{L}{n} = 716\,\frac{N}{nR}.$$

Da nun das Zahnrad wohl in allen Fällen dicht neben dem obern Halslager der Turbinenaxe angebracht ist, so darf man für die Berechnung des Reibungswiderstandes annehmen, daß das gedachte Lager den Druck P unmittelbar aufnimmt, und man verliert daher durch die Reibung in dem Halslager vom Durchmesser d in jeder Secunde den Arbeitsbetrag

$$L_1 = \varphi_1 K \pi d\,\frac{n}{60} = \varphi_1\,\frac{d}{2R}\,L \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (131)$$

es geht also durch die gedachte Zapfenreibung der $\varphi_1\,\frac{d}{2R}$fache Betrag der ganzen Leistung verloren. Ein anderer Arbeitsverlust findet in Folge der

Zahnreibung zwischen den Rädern statt. Man kann nach Thl. III, 1, den hierdurch entstehenden Widerstand am Umfange des Rades zu

$$\varphi_2 \pi \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}\right) K^{*})$$

setzen, wenn z_1 und z_2 die Zähnezahlen der beiden Räder vorstellen und φ_2 den zugehörigen Reibungscoefficienten bedeutet. Die hierdurch verloren gehende Arbeit bestimmt sich daher zu

$$L_2 = \varphi_2 \pi \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}\right) K\, 2 \pi R \frac{n}{60} = \varphi_2 \pi \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}\right) L \quad (132)$$

so daß durch die Kraftübertragung im Ganzen die Arbeit

$$L_l + L_2 = \left[\varphi_1 \frac{d}{2R} + \varphi_2 \pi \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}\right)\right] L \quad . \quad . \quad . \quad (133)$$

verloren geht.

Wenn der Abtrieb durch Riemen erfolgt, so fällt die Zahnreibung fort, dagegen tritt ein vergrößerter Lagerdruck auf. Bezeichnet nämlich S_1 die Spannung des ziehenden und S_2 die Spannung des gezogenen Riemens, so hat man nach dem in Thl. III, 1, über den Riemenbetrieb Angeführten:

$$S_1 = \frac{e^{\varphi \gamma}}{e^{\varphi \gamma} - 1} K \quad \text{und} \quad S_2 = \frac{1}{e^{\varphi \gamma} - 1} K,$$

unter γ den umspannten Bogen, φ den Reibungscoefficienten zwischen Riemen und Scheibe, und unter e die Grundzahl des natürlichen Logarithmensystems verstanden. Der von beiden Riemen auf die Axe ausgeübte Druck berechnet sich daher zu

$$S_1 + S_2 = \frac{e^{\varphi \gamma} + 1}{e^{\varphi \gamma} - 1} K,$$

und somit erwächst durch den Riemenbetrieb ein Arbeitsverlust

$$L_l = \varphi \frac{e^{\varphi \gamma} + 1}{e^{\varphi \gamma} - 1} K \pi d \frac{n}{60} = \varphi \frac{e^{\varphi \gamma} + 1}{e^{\varphi \gamma} - 1} \frac{d}{2R} L \quad . \quad . \quad (131^a)$$

Beispiel. Für die im vorigen Paragraphen berechnete Turbinenaxe ergiebt sich nach (130) der Verlust durch die Spurzapfenreibung bei einer Belastung $P = 2500$ kg, einem Zapfendurchmesser von 0,080 m und einem Reibungscoefficienten $\varphi = 0,1$ zu:

$$L_s = \frac{2}{3}\, 0{,}080\, \pi\, 0{,}1 \,.\, 2500 \,.\, \frac{90}{60} = 62{,}8 \text{ mkg},$$

oder in Procenten der Gesammtleistung $L = 40 \,.\, 75$ mkg:

$$L_s = \frac{62{,}8}{40 \,.\, 75} = 0{,}021\, L.$$

*) Für conische Räder und rechtwinkelig gekreuzte Axen hat man zu setzen: $\varphi_2 \pi \sqrt{\frac{1}{z_1^2} + \frac{1}{z_2^2}}\, K.$

Setzt man für das Zahnrad einen Durchmesser gleich 1 m, also $R = 0{,}5$ m voraus, so bestimmt sich die Halslagerreibung bei Anwendung einer schmiedeisernen Axe von 92 mm Stärke, wenn man hierfür $\varphi_1 = 0{,}08$ annimmt, zu

$$L_l = 0{,}08 \frac{0{,}092}{2 \,.\, 0{,}5} L = 0{,}0074 L = 22{,}2 \text{ mkg},$$

dagegen für eine hohle Welle von 131 mm Stärke zu

$$L_l' = 0{,}08 \frac{0{,}131}{2 \,.\, 0{,}5} L = 0{,}0105 L = 31{,}5 \text{ mkg}.$$

Nimmt man noch gleiche Räder mit je 60 Zähnen an, und setzt passend hierfür $\varphi_2 \pi = \frac{1}{3}$, so erhält man den Verlust wegen der Zahnreibung

$$L_z = \frac{1}{3}\left(\frac{1}{60} + \frac{1}{60}\right) L = 0{,}011 L = 33{,}5 \text{ mkg}.$$

Soll dagegen der Abtrieb durch einen Riemen von einer 1,5 m großen Scheibe geschehen, und legt man der Rechnung einen umspannten Bogen gleich der halben Peripherie π und einen Reibungscoefficienten $\varphi = 0{,}28$ zu Grunde, so ist nach der Tabelle in Thl. III, 1, $e^{\varphi\gamma} = 2{,}41$, daher

$$\frac{e^{\varphi\gamma} + 1}{e^{\varphi\gamma} - 1} = \frac{3{,}41}{1{,}41} = 2{,}42,$$

folglich erhält man in diesem Falle die Halslagerreibung für die schmiedeiserne Welle zu

$$L_l = 0{,}08 \,.\, 2{,}42 \frac{0{,}092}{1{,}5} L = 0{,}012 L = 36 \text{ mkg}$$

und für die gußeiserne Axe

$$L_l' = 0{,}08 \,.\, 2{,}42 \frac{0{,}131}{1{,}5} L = 0{,}017 L = 51 \text{ mkg}.$$

Demnach würde sich die gesammte Reibungsarbeit L_f wie folgt berechnen.

Für Zahnradbetrieb bei einer schmiedeisernen massiven Welle:

$$L_f = (0{,}021 + 0{,}007 + 0{,}011) L = 0{,}039 L$$

bei einer gußeisernen hohlen Welle:

$$L_f = (0{,}021 + 0{,}010 + 0{,}011) L = 0{,}042 L$$

und für Riemenbetrieb bei einer schmiedeisernen massiven Welle:

$$L_f = (0{,}021 + 0{,}012) L = 0{,}033 L,$$

bei einer gußeisernen hohlen Welle:

$$L_f = (0{,}021 + 0{,}017) L = 0{,}038 L.$$

Demgemäß kann man den Widerstand der Axe zu 3 bis 4 Proc. der von dem Turbinenrade ausgeübten Leistung annehmen, wovon etwa 2 Proc. auf die Zapfenreibungen beim Leergange entfallen.

Die von verschiedenen Autoren über die Reibungswiderstände gemachten Angaben schwanken um die hier ermittelten Werthe herum. So folgert Rittinger diese Widerstände aus genauen Versuchen zu 4 bis 5 Proc. des Nutzeffectes, während Fink diese Reibungen inclusive des Spaltverlustes zu $3\frac{3}{4}$ Proc. bei Axialturbinen und die Reibung allein bei Radialturbinen zu 2 Proc. des Nutzeffectes veranschlagt.

Was den Verlust durch den Widerstand anbetrifft, welchen die Luft oder das Wasser der Umdrehung des Turbinenrades entgegensetzt, so kann derselbe nur schätzungsweise bestimmt werden, und in dieser Beziehung haben verschiedene Schriftsteller, z. B. Werner und v. Reiche die von G. Schmidt gemachte Annahme adoptirt, wonach dieser Widerstand zusammen mit der Reibung der Axe im Spur- und Halslager etwa 7 Proc. der Nutzleistungen beträgt, und zwar sollen hiervon 4 bis 5 Proc. auf die Axenreibungen und der Rest von 2 bis 3 Proc. auf den besagten Luft- oder Wasserwiderstand gerechnet werden. Legt man diesen Werth von 7 Proc. zu Grunde, so erhält man den effectiven Wirkungsgrad η der Turbinenanlage zu

$$\eta = 0{,}93\,\eta_h \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (134)$$

wenn η_h den in den vorstehenden Paragraphen ermittelten hydraulischen Wirkungsgrad unter Berücksichtigung des Spaltverlustes bedeutet. Die von der Turbine zu erwartende nutzbare Leistung bestimmt sich daher zu

$$L = \eta\, Q\, h\, \gamma$$

oder

$$N = \eta\, Q\, h\, \frac{1000}{75} = 13{,}33\; \eta\, Q\, h \text{ Pferdekräfte} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (135)$$

In welcher Weise man die Widerstände der Axe und Zahnräder auf graphischem Wege durch Verzeichnung eines einfachen Diagramms bestimmen kann, ist in Thl. III, 1, Anhang, näher erläutert.

Versuche an Turbinen. Versuche über die Leistung der Turbinen sind in ziemlich großer Zahl gemacht worden. Wenn in Folge dieser Versuche zuweilen Wirkungsgrade von 0,85 bis 0,95 gefunden sein sollen, so sind derartige Angaben mit großer Vorsicht aufzunehmen, da sich mit ziemlicher Sicherheit die Unmöglichkeit so hoher Nutzeffecte nachweisen läßt. In den meisten Fällen dürfte der Grund dieser anscheinend günstigen Ergebnisse in der Unsicherheit der Wassermessung zu suchen sein, auf welcher dieselben beruhen, indem selbstredend mit einer Aufschlagmenge, welche thatsächlich größer ist, als die der Rechnung zu Grunde gelegte, der aus der letzteren sich ergebende Wirkungsgrad größer ausfallen muß, als er in Wirklichkeit ist. Diejenigen wenigen Versuche, bei welchen man, wie bei den von Rittinger*) angestellten, eine directe Messung des Wassers durch Auffangen desselben in geaichten Gefäßen vornehmen konnte, haben niemals so hohe Nutzeffectscoefficienten ergeben. In den meisten Fällen jedoch muß die Bestimmung der durch die Turbine gegangenen Wassermengen indirect durch Geschwindigkeitsmesser wie Schwimmer, Woltmann'sche Flügel etc., oder durch Ueberfälle, also vermittelst der Rechnung, vorgenommen werden, mit welchen Bestimmungsmethoden immer eine größere oder geringere Unsicherheit verbunden ist. Daß der Wirkungsgrad jene Größe nicht erreichen kann, davon überzeugt man sich durch folgende Betrachtungen. Da dem Ausflusse des §. 139.

*) Rittinger, Theorie und Bau der Rohrturbinen.

Wassers durch die vollkommenste Mündung ein Geschwindigkeitscoefficient $\varphi = 0,975$ (s. Thl. I) zukommt, so findet schon bei der Einführung des Wassers ein Arbeitsverlust von wenigstens

$$\left(\frac{1}{\varphi^2} - 1\right) \frac{c_e^2}{2\,g} = 0,052\ \frac{c_e^2}{2\,g}$$

statt, welcher bei reinen Druckturbinen, für welche näherungsweise $c_e = \sqrt{2\,g\,h}$ ist, einen Verlust von etwa 5 Proc. der ganzen Gefällhöhe, und bei Turbinen mit dem Reactionsverhältnisse $^1/_2$ einen solchen von circa 2,5 Proc. darstellt. Nimmt man ferner die Länge der Radcanäle nur gleich der dreifachen Weite derselben und die durchschnittliche relative Geschwindigkeit $w = {}^2/_3\, c_e$ an, so beträgt der Reibungsverlust im Laufrade nach Thl. I:

$$0,019\,.\,3\ \frac{w^2}{2\,g} = 0,025\ \frac{c_e^2}{2\,g},$$

also etwa 3 Proc. der ganzen Wirkungsfähigkeit für Druckturbinen und 1,5 Proc. für die angenommenen Reactionsturbinen. Setzt man ferner einen Verlust an Arbeitsvermögen wegen der Austrittsgeschwindigkeit des Wassers von nur 5 Proc. der absoluten Leistung voraus, und nimmt den Krümmungswiderstand zu nur 1 Proc., den Widerstand des Stoßes wegen der Schaufeldicken zu 2 Proc. und die Axenreibung ebenfalls nur zu 2 Proc. an, so erhält man, wenn der Wasserverlust durch den Spalt für Actionsturbinen ganz vernachlässigt und der für Reactionsturbinen zu 2 Proc. angeschlagen wird, die sämmtlichen Verluste:

für Druckturbinen zu . $5 + 3 + 1 + 2 + 5 + 2 = 18$ Proc.
und
für Reactionsturbinen zu $2,5 + 1,5 + 1 + 2 + 5 + 2 + 2 = 16$ Proc.

Danach ließe sich von reinen Druckturbinen höchstens ein Wirkungsgrad von 0,82 und von Reactionsturbinen ein solcher von 0,84 erwarten, wenn man von allen sonstigen Widerständen, wie denjenigen im Zuführungsrohre und Leitapparate, von dem Widerstande der Luft und des Wassers u. s. w. absehen wollte. Mit Rücksicht auf vorstehende Zahlen muß man eine Turbine als eine vorzügliche ansehen, wenn deren Wirkungsgrad zwischen 0,75 und 0,80 gelegen ist, wie auch die Versuche von so ausgezeichneten unparteiischen Experimentatoren wie Morin, Brückmann, Zeuner rc. höchstens solche Werthe für den Wirkungsgrad ergeben haben.

Morin berichtet über die Ergebnisse seiner Versuche in der Schrift: Expériences sur les roues hydrauliques à axe vertical, appelées Turbines, Metz et Paris, 1838. Zunächst handelt er von den Versuchen, welche er an einer Fourneyron'schen Turbine zu Moussay angestellt hat. Dieses Rad hatte 0,85 m äußern Durchmesser, 0,11 m Höhe, 7,5 m Gefälle und 0,738 cbm Aufschlagwasser pr. Secunde, machte also eine Wasserkraft von

73,8 Pferdekräften zu Gute. Das allgemeine Ergebniß dieser Versuche war: das Rad mochte mehr oder weniger unter Wasser gehen, es gab bei 180 bis 190 Umdrehungen pr. Minute die größte Nutzleistung von 69 Proc. des ganzen Arbeitsvermögens. War die Umdrehungszahl circa 50 Proc. kleiner oder größer, so sank übrigens dieser Wirkungsgrad nur um 7 bis 8 Proc. Hierbei war die Schütze fast vollständig aufgezogen, wurde aber dieselbe bis zur halben Radhöhe niedergelassen, so fiel der Wirkungsgrad um 8 Proc. Bei einem Gange in freier Luft würde dieses Fallen gewiß noch größer gewesen sein.

Nächstdem theilt Morin in der genannten Abhandlung die Resultate seiner ausgedehnten Versuche an einer Turbine in Mühlbach mit. Das Rad derselben hatte 2 m äußern Durchmesser und $^1/_3$ m Höhe; sein Gefälle betrug $3^1/_2$ bis $3^3/_4$ m, und sein Aufschlag $2^1/_2$ cbm pr. Secunde; es nahm also eine disponible Wasserkraft von 117 bis 125 Pferdekräften auf. Bei 50 bis 60 Umgängen pr. Minute und bei dem stärksten Schützenzuge gab es die größte Nutzleistung von 78, die jedoch, weil Morin bei der Wassermessung einen zu kleinen Ausflußcoefficienten angenommen hat, vielleicht nur 75 Proc. zu setzen ist. Dieser große Wirkungsgrad verminderte sich auch um 2 bis 4 Proc., wenn die Umdrehungszahl 40 Proc. größer oder kleiner war als die angegebene. Es änderte sich der Wirkungsgrad nicht, wenn das Rad wenig oder tief (1 m) unter Wasser ging. Ebenso trat keine ansehnliche Veränderung des Wirkungsgrades ein, wenn sich der Aufschlag im Verhältnisse 3 : 5 veränderte. Auch verminderte sich der Wirkungsgrad mit der Höhe des Schützenstandes, so daß z. B. bei 0,5 m Schützenzug und bei der vortheilhaftesten Umdrehungszahl (58) der Wirkungsgrad nur 0,373 ausfiel. Uebrigens stellte Morin noch besondere Versuche über das Verhältniß $\frac{v}{\sqrt{2gh}}$ an und fand, ganz der Theorie entsprechend, daß dieses Verhältniß mit v (wegen Einflusses der Centrifugalkraft) wächst, dagegen abnimmt, wenn der Schützenstand ein größerer wird.

Redtenbacher theilt in seiner Schrift „Ueber die Theorie und den Bau der Turbinen und Ventilatoren" noch die Resultate der an einer Fourneyron'schen Turbine zu Siebenen in der Schweiz angestellten Versuche mit. Diese Turbine hatte folgende Dimensionen und Verhältnisse: $r_e = 0{,}938$ m, $r_a = 1{,}128$ m; $h = 1$ m; die Radhöhe $b = 0{,}254$ m; $Q = 0{,}3$ cbm; $\alpha = 12^0$, $\beta = 45^0$, $\delta = 10^0$ u. s. w. Die Hauptergebnisse der Versuche mit diesem Rade waren folgende: Beim Schützenzuge $e = 0{,}1$ m war die vortheilhafteste Umdrehungszahl 17,5 und der entsprechende größte Wirkungsgrad $\eta = 0{,}464$; war der Schützenzug $e = 0{,}2$ m, so trat der größte Wirkungsgrad $\eta = 0{,}646$ bei 21,1 Umdrehungen pr.

Minute ein; und betrug der Schützenzug $e = 0{,}245$ m, so fiel, bei 20,6 Umdrehungen, der Maximalwirkungsgrad nur 0,640 aus. Diese verhältnißmäßig sehr kleinen Wirkungsgrade mißt Redtenbacher wohl mit Recht der zu großen Krümmung der Radschaufeln bei. Uebrigens ging die Turbine in freier Luft um.

Außer anderen interessanten Folgerungen, welche Redtenbacher aus den Wirkungen und den Verhältnissen der bekannten Fourneyron'schen Turbinen zieht, möge besonders die hervorgehoben werden, daß ein solches Rad bei der Maximalleistung und bei völlig aufgezogener Schütze halb so viel Umdrehungen macht, als wenn es ganz leer, d. i. ohne Arbeit zu verrichten, umläuft.

Die Versuche, welche Combes an seinen Reactionsrädern mit und ohne Leitschaufelapparat angestellt hat, führen ebenfalls auf kleinere Wirkungsgrade. An einem Modellrade ohne Leitschaufeln von 0,14 m äußerem Durchmesser und mit 25 Schaufeln betrug im günstigsten Falle, bei 335 Umdrehungen pr. Minute, 0,48 m Gefälle und 285 Liter Aufschlag pr. Minute, der Wirkungsgrad nur 0,511. Bei einem Modellrade von derselben Größe, mit 20 Leitschaufeln und 30 Radschaufeln und mit den Winkelgrößen $\alpha = 30^0$, $\beta = 90^0$ hat sich höchstens, und zwar bei 0,81 m Druckhöhe, 199 Umdrehungen pr. Minute und 372 Liter Aufschlag pr. Minute, der Wirkungsgrad $\eta = 0{,}566$ herausgestellt. An einem Rade im Großen, welches zur Bewegung von Pumpen in Paris diente, wurde der Wirkungsgrad ebenfalls nur 0,53 gefunden. Dieses Rad hatte einen äußern Durchmesser von 0,97 m, eine Höhe von 0,16 m, ein Gefälle von 0,91 bis 1,83 m und einen Aufschlag zwischen 400 und 85 Liter pr. Secunde. Die Zahl der Radschaufeln betrug 36, während die Leitschaufeln ganz fehlten und die Zahl der Umdrehungen pr. Minute war bei der Maximalleistung von 117,75 mkg gleich 75.

Ausführliche Versuche mit zwei Fourneyron'schen Turbinen sind auch noch von Morris in Delaware angestellt worden. S. Journal of the Franklin Institute. Dec. 1843, auch polytechn. Centralblatt 1844, Heft X. Das erste der beiden Versuchsräder hatte $4^2/_3$ Fuß (1,465 m) äußern Durchmesser und 8 Zoll (0,209 m) Höhe, sein Gefälle betrug circa 6 Fuß (1,88 m) und sein Aufschlag im Mittel 1700 Cubikfuß (52,5 cbm) pr. Minute. Der größte Wirkungsgrad von 0,7 stellte sich bei dem größten Schützenzuge von 6 Zoll (0,157 m) und bei 52 Umdrehungen oder einer innern Radgeschwindigkeit $v_1 = 0{,}46 \sqrt{2gh}$ heraus. Uebrigens aber war für $v_1 = 0{,}5 \sqrt{2gh}$ bis $0{,}9 \sqrt{2gh}$, η nur zwischen den Grenzen 0,64 und 0,70 veränderlich. Das zweite Rad hatte 4 Fuß 5 Zoll (1,303 m) äußern Durchmesser, 6 Zoll (0,157 m) Höhe, circa $4^1/_2$ Fuß (1,413 m) Gefälle und

14 Cubikfuß (0,433 cbm) Aufschlag pr. Secunde. Es ging unter Wasser und gab bei $4^1/_2$ Zoll (0,118 m) Schützenzug folgende Leistungen. War $v_1 = 25$ bis 30 Proc. von $\sqrt{2gh}$, so ergab sich $\eta = 0{,}63$; war $v_1 = 40$ bis 50 Proc. von $\sqrt{2gh}$, so stellt sich $\eta = 0{,}71$ heraus, bei

$$\frac{v_1}{\sqrt{2gh}} = 0{,}45 \text{ oder } n = 49,$$

bekam man die Maximalleistung, nämlich $\eta = 0{,}75$, bei

$$\frac{v_1}{\sqrt{2gh}} = 0{,}5 \text{ bis } 0{,}7, \text{ fiel } \eta = 0{,}60 \text{ aus.}$$

Anmerkung. Andere Versuche mit einer Etagenturbine sind von Marozeau angestellt worden. Dieselben gaben einen mittlern Wirkungsgrad von 0,6. Siehe polytechn. Centralblatt, Jahrg. 1848, oder Bulletin de Mulhouse, 1846, Nr. 101. Auch sind vom Herrn Capitän M. Ordinaire de Lacolange Versuche an einer Fourneyron'schen Turbine angestellt worden. S. „Civilingenieur", Bd. III. 1857. Herr Lacolange hat diese Versuche in einer besondern Schrift veröffentlicht unter dem Titel: Théorie de la turbine Fourneyron d'après M. Weisbach etc., suivie d'expériences etc. Bordeaux 1856.

Ueber die Leistungen der Turbinen von Fontaine und von Jonval hat man sehr zuverlässige Versuche angestellt (s. Comptes rendus de l'Académie des Sciences à Paris, Bd. XXII und XXIII, 1846, oder polytechn. Centralblatt, Bd. VIII, 1846). Versuche mit der Fontaine'schen Turbine sind auch schon früher von den Civilingenieuren Alcan und Grouvelle ausgeführt worden (s. Bulletin de la Société d'encouragement, Bd. XLIV oder polytechn. Centralblatt, Bd. VI). Diese Versuche führen darauf, daß auch bei den Fontaine'schen Turbinen (wie bei den Fourneyron'schen) der größte Wirkungsgrad bei dem höchsten Schützenstande eintritt, und daß die Leistung bei veränderter Druckhöhe weniger abnimmt als bei verändertem Aufschlagquantum. Die Turbine zu Badeney bei Chalons sur Marne, deren Leistung von Alcan und Grouvelle ermittelt wurde, hatte 1,6 m äußern Durchmesser und 0,12 m Höhe, das Gefälle derselben betrug circa 1,7 m, ihr Aufschlagquantum 420 Liter und ihre Nutzleistung circa 8 Pferdekräfte. Als Hauptresultat dieser Versuche hat sich herausgestellt, daß bei einer Umdrehungszahl n von 30 bis 50 der mittlere Wirkungsgrad 0,67 war. Eine, allerdings schon mehrere Jahre im Gange befindliche Fourneyron'sche Turbine gab fast unter denselben Verhältnissen η nur $= 0{,}60$.

Morin stellte seine Versuche an einer in der Pulvermühle zu Bouchet befindlichen Turbine an. Das Versuchsrad hatte 1,2 m mittlern Durchmesser und 0,25 m Weite, es war mit 24 Leit- und 48 Radschaufeln aus-

gerüstet und hatte circa $1\frac{1}{2}$ m Gefälle bei 0,25 cbm Aufschlag. Es wurden an demselben Versuche bei 2, 3 und 4 cm Schützenzug angestellt und folgende Hauptresultate erlangt. War die Schütze ganz aufgezogen und die Zahl der Umdrehungen pr. Minute = 45, so fiel der Wirkungsgrad am größten, und zwar 0,69 bis 0,70 aus, bei niedrigeren Schützenstellungen aber, wo der Aufschlag um $\frac{1}{4}$ kleiner war, ergab sich $\eta = 0{,}57$. Der Wirkungsgrad veränderte sich mit der Geschwindigkeit des Rades nur wenig; denn bei 35 Umdrehungen war er noch 0,64 und bei 55 noch 0,66. Es hat sich überhaupt und namentlich auch noch bei einigen mit 1 m Gefälle angestellten Versuchen ergeben, daß die Abweichung von der vortheilhaftesten Geschwindigkeit $\frac{1}{4}$ derselben betragen kann, ohne daß der Wirkungsgrad über 4 bis 6 Proc. kleiner wird. Ueberdies ergab sich, daß die größte Kraft, bei welcher das Rad anfing, unregelmäßig zu gehen, beinahe $1\frac{1}{2}$ mal so groß war, als die bei der Maximalleistung ausgeübte Kraft. Bei den Versuchen ging das Rad wenige Centimeter unter Wasser. Aus diesen Resultaten läßt sich entnehmen, daß die Turbine von Fontaine den vorzüglichsten hydraulischen Kraftmaschinen beizuzählen ist.

Die Versuche über die Leistungen der Jonval'schen Turbinen sind nicht minder günstig ausgefallen, als die der Fontaine'schen Turbinen. Die Patentinhaber der Jonval'schen Turbine, Andrée Köchlin u. Comp., haben die Ergebnisse der Versuche an zwei Rädern aus ihrer Werkstatt im Bulletin de la Société industr. de Mulhouse, 1845 (s. Dingler's polytechn. Journal, Bd. 94, 1844) bekannt gemacht; wir theilen hiervon jedoch nur Folgendes mit. Eine Turbine von 0,95 m Durchmesser, 0,20 m Höhe, welche sich 0,80 m unter dem Spiegel des Oberwassers befand, übrigens aber ein Gefälle von 1,7 m und einen Aufschlag von 550 Litern pr. Secunde benutzte, gab bei 73 bis 95 Umdrehungen pr. Minute 0,75 bis 0,90 Wirkungsgrade. Mit Recht hält Morin diese Werthe für zu groß, und glaubt an denselben wegen einer unrichtigen Bestimmung der Aufschlagmengen Correctionen anbringen zu müssen, welche dieselben auf 0,63 bis 0,71 zurückführen.

Morin selbst machte Versuche an einer Turbine von 0,810 m äußerem Durchmesser, 0,120 m innerer Weite und 18 Schaufeln, welche bei 1,7 m Gefälle mit 200 bis 300 Liter Aufschlag pr. Secunde arbeitete. Im Ganzen gelangte Morin zu folgenden Resultaten: im Normalzustande, bei ungehindertem Ein- und Austritte des Wassers, war die Umdrehungszahl des Rades pr. Minute circa 90 und der Wirkungsgrad 0,72. Wurden Verengungsstücke auf das Rad aufgesetzt, so fiel der Wirkungsgrad nur dann viel kleiner (0,63) aus, wenn dieselben den Querschnitt der Eintrittsmündungen in das Rad bedeutend verengten. Der Wirkungsgrad veränderte sich nicht ansehnlich, wenn die Geschwindigkeit um $\frac{1}{4}$ größer oder kleiner

war, als bei dem Normalumgange des Rades. Durch das Tieferstellen der Schütze wurde der Wirkungsgrad ansehnlich kleiner, woraus folgt, daß dieselbe ein sehr unvollkommener Regulator des Rades ist. Wurde z. B. durch die Schütze der Querschnitt des abfließenden Wassers auf 0,4 des Werthes beim Normalzustande zurückgeführt, so ergab sich η höchstens = 0,625.

Auch Redtenbacher theilt einige Versuche an einer Jonval'schen Turbine mit und findet den höchsten Wirkungsgrad bei völlig geöffneter Schütze und ohne Bedeckung des Rades durch Blechsectoren zu 0,62. Zugleich hat er, wie bei den Fourneyron'schen Turbinen, gefunden, daß das Rad leer ungefähr zweimal so viel Umdrehungen macht, als im Normalzustande bei Verrichtung der Maximalleistung.

Ausgedehnte Versuche über die Wirkung dreier Köchlin-Jonval'schen Turbinen sind von den Herren Hülsse, Bornemann und Brückmann in Vereinigung mit dem Verfasser in der Fischer'schen Papierfabrik zu Bautzen angestellt und von Herrn Brückmann im polytechn. Centralblatt, 1849, Lieferung Nr. 17, beschrieben worden.

Das größere dieser Räder hatte einen äußern Durchmesser von 1,4 m und eine Radweite von $^1/_6$. 1,4 = 0,233 m; sein Kranz lag ungefähr 2,3 m unter dem Oberwasserspiegel, während das ganze Gefälle im Mittel 4,28 m betrug. Die Anzahl der Radschaufeln war 18, und die der Leitschaufeln 24. Die Versuche mit einem unmittelbar auf die Turbinenwelle aufgesetzten Bremsdynamometer gaben bei dem Aufschlag von 0,672 cbm pr. Secunde und bei 80 bis 100 Umdrehungen pr. Minute, eine Leistung von circa 2115 mkg, welche dem Wirkungsgrade 0,745 entspricht. Da die Reibung des 850 kg schweren Rades auf der Basis des 8,98 cm starken Zapfens noch 234 mkg Arbeit verzehrte, so ist die Leistung des Wassers im Rade 2349 mkg, während das Arbeitsvermögen des Wassers 672 . 4,28 = 2876 mkg betrug, und daher der hydraulische Wirkungsgrad des Rades:

$$\eta_2 = \frac{2349}{2876} = 0,815.$$

Das mittlere Rad hatte 0,963 m äußern und $^2/_3$. 0,963 = 0,642 m innern Durchmesser, und die Schaufelzahl desselben betrug 18, dagegen die des Leitschaufelapparates 20. Die dynamometrischen Versuche an diesem Rade gaben bei einem Gefälle von 4,42 m, einem Aufschlag von 0,370 cbm pr. Secunde und bei einer Umdrehungszahl von 115 bis 145 eine effective Leistung von 1289 mkg, daher hiernach einen Wirkungsgrad von $\frac{1289}{1635} = 0,8$, der nach Hinzurechnung der Reibung des 493 kg schweren Rades auf der 7,62 cm breiten Zapfenbasis, einem hydraulischen Wirkungsgrade von 0,82 entspricht.

Das kleine Rad endlich hatte 0,612 m äußern und 0,393 m innern Durchmesser, und seine Schaufelanzahl betrug, wie die des Zuleitungsapparates, nur 12. Es lag dasselbe nur 1,4 m unter dem Oberwasserspiegel, während das ganze Gefälle 4,513 m maß. Bei 0,197 cbm Aufschlag pr. Secunde und einer Umdrehungszahl von 180 bis 220 pr. Minute gab dieses Rad noch den Wirkungsgrad 0,70, welcher durch Hinzurechnen der Reibung des 229 kg schweren Rades an der Basis seines 6,35 cm dicken Zapfens einen hydraulischen Wirkungsgrad von 0,715 liefert.

Nicht minder günstig sind die Ergebnisse der dynamometrischen Versuche ausgefallen, welche Herr Brückmann an einer Köchlin-Jonval'schen Turbine in der Spinnerei des Herrn Mattausch zu Franzensthal in Böhmen angestellt, und welche derselbe ebenfalls im polytechn. Centralblatt, und zwar im Jahrgang 1849, Lieferung 22, veröffentlicht hat. Diese Maschine ist, wie auch die vorigen, aus der Fabrik von Escher, Wyß und Comp. in Zürich hervorgegangen. Das Rad hatte 20 Schaufeln, einen äußern Durchmesser von 4 Fuß $6^1/_2$ Zoll engl. (1,385 m) und einen Schaufelkranz von 9 Zoll (0,229 m) Höhe und $9^1/_4$ Zoll (0,235 m) Breite. Der sich nach oben etwas erweiternde Leitschaufelapparat hatte nur 15 Schaufeln und seine Höhe betrug ebenfalls 9 Zoll. Die Kranzfläche des Rades lag 1,4 m unter dem Oberwasserspiegel, das ganze Gefälle betrug 3 bis 3,1 m und der Aufschlag 0,966 bis 1,22 cbm pr. Secunde. Statt einer Regulirungsklappe war eine bei den Versuchen stets offene Perspectivschütze am Fuße der Saugröhre angebracht, außerdem waren auch noch Deckel vorhanden, wodurch mehrere Einmündungen des Leitschaufelapparates sich schließen ließen. Die Versuche des Herrn Brückmann haben auf Folgendes geführt. Bei völlig geöffnetem Leitschaufelapparat und 81 bis 91 Umdrehungen des Rades pr. Minute war die Leistung dieser Turbine 38 Pferdekräfte, welchen der Wirkungsgrad 0,78 entspricht; waren aber drei von den 15 Leitschaufelcanälen bedeckt, so sank der Wirkungsgrad auf 0,75, und waren fünf dieser Canäle bedeckt, so fiel der Wirkungsgrad gar auf 0,65.

Gründliche dynamometrische Versuche an einer Fontaine'schen Turbine mit zwei Abtheilungen, hervorgegangen aus der rühmlichst bekannten Fabrik von Escher, Wyß und Comp. in Zürich, sind 1852 von den Herren Professoren Hülße und Brückmann angestellt worden. Die geprüfte Turbine war eine Umtriebsmaschine in der Papierfabrik des Herrn Grimm rc. zu Doberschau bei Bautzen. Das Gefälle derselben betrug $16^1/_2$ Fuß engl. (5,029 m) und das normale Aufschlagquantum $16^3/_4$ Cubikfuß (0,474 cbm) pr. Secunde. Das Aufschlagwasser trat aus dem Aufschlaggraben zuerst in einen Einfallkasten von ungefähr 2,15 m Seitenlänge und 2,5 m Tiefe, und von da in ein Einfallrohr aus Eisenblech von 1,42 m Weite; das letztere führte es in den unten anstoßenden, aus zwei concentrischen Schaufel-

kränzen bestehenden Leitschaufelapparat, und aus diesem strömte es in einer schrägen Richtung in das unmittelbar darunter stehende zweitheilige Turbinenrad. Der Unterwasserspiegel schwankte zwischen dem Niveau der obern und dem der untern Grundfläche des Leitschaufelapparates; es ist folglich diese Maschine eine unter Wasser gehende Fontaine'sche Turbine. Der mittlere Durchmesser der äußern Radabtheilung betrug 3 Fuß $10^1/_4$ Zoll (1,175 m) und die Weite derselben 2,9 Zoll (74 mm), ferner maß der mittlere Durchmesser der innern Radabtheilung 3 Fuß 0,85 Zoll (0,936 m) und die Weite derselben 4 Zoll (0,102 mm). Die Höhe des Rades betrug $6^1/_2$ Zoll (0,165 mm), der Abstand des Rades vom Leitschaufelapparate $^1/_4$ Zoll (6 mm) und die Dicke des gußeisernen Zwischenkranzes $1^1/_4$ Zoll (32 mm). Die Höhe der Leitschaufelringe maß 6,1 Zoll (0,155 m), die obere Weite des äußern Ringes $4^1/_4$ Zoll (0,108 m), und die untere $5^3/_4$ Zoll (0,146 m). Die Anzahl der Schaufeln des Rades und des Leitschaufelapparates war 24. Die Regulirung der Beaufschlagung der Maschine konnte in der Art erfolgen, daß

1. beide Radabtheilungen vollständig geöffnet,
2. nur die äußere Radabtheilung vollständig geöffnet,
3. die äußere vollständig geöffnet und die innere Abtheilung theilweise geschlossen blieb.

Zum Verschließen des innern Leitschaufelringes dienten eiserne Deckel in Gestalt von Ringstücken. Je zwei dieser Deckel lagen einander gegenüber, und deckten entweder je eine, je zwei, je drei oder je vier Zellen des Leitschaufelapparates.

Die Turbinenwelle hatte einen Durchmesser von 6 Zoll (0,154 m) und ein Gewicht von 1482 Pfund Zollgewicht; sie enthielt unten eine messingene Spurplatte, womit sie auf einem oben abgerundeten feststehenden Gußstahlzapfen von $3^1/_2$ Zoll (88 mm) Durchmesser lief.

Die Umdrehungskraft wurde durch ein Bremsdynamometer von $6^1/_3$ Fuß (1,930 m) Armlänge, und die Aufschlagmenge durch einen Ueberfall von 8 Fuß (2,438 m) Breite gemessen. Die Ergebnisse der an dieser Turbine angestellten Versuche sind, kurz zusammengefaßt, folgende:

1. Bei Beaufschlagung der äußern Radabtheilung war das mittlere Gefälle:

$$h = 4{,}93 \text{ m},$$

das mittlere Aufschlagquantum:

$$Q = 0{,}255 \text{ cm},$$

die Umdrehungszahl pr. Minute:

$$n = 60 \text{ bis } 82$$

und der Wirkungsgrad:

$$\eta = 0{,}573 \text{ bis } 0{,}613.$$

2. Bei vollständiger Beaufschlagung von beiden Radabtheilungen war

$h = 4{,}45$ m, $Q = 0{,}485$ cbm,
$n = 76$, $\eta = 0{,}652$,
$n = 103$, $\eta = 0{,}755$,
$n = 119$, $\eta = 0{,}713$.

3. Beim Verschluß von der Hälfte (12 Zellen) des innern Leitschaufelapparates:

$h = 4{,}51$ m, $Q = 0{,}359$ cbm,
$n = 69{,}5$, $\eta = 0{,}649$,
$n = 86$, $\eta = 0{,}677$,
$n = 100{,}3$, $\eta = 0{,}657$.

4. Beim Verschluß von Dreiviertel (18 Zellen) des innern Leitschaufelapparates:

$h = 4{,}57$ m, $Q = 0{,}300$ cbm,
$n = 57$ bis $87^1/_2$, $\eta = 0{,}576$ bis $0{,}640$.

Wie auch aus theoretischen Gründen folgt, ist der Wirkungsgrad der Turbine bei vollständiger Beaufschlagung beider Radabtheilungen ein Maximum, und es fällt derselbe um so kleiner aus, je mehr Zellen des innern Leitschaufelapparates bedeckt sind (s. polytechnisches Centralblatt, Jahrgang 1852, Lieferung 14).

Versuche über die Fontaine'schen Turbinen mit Hydropneumatisation u. s. w. nach Girard, sind an einem solchen Rade in der Papierfabrik zu Egreville von den Herren Girard, Dufay, Callon u. s. w. im Jahre 1851 angestellt worden (s. Comptes rendus etc. de l'Académie des Sciences à Paris, Bd. 33). Diesen Versuchen zufolge hat eine solche Turbine bei einem Gefälle $h = 1{,}65$ bis $1{,}69$ m, einem Aufschlagquantum $Q = 1{,}75$ bis $2{,}22$ cbm pr. Secunde, einer Umdrehungszahl $n = 20$ bis 24 und einer Nutzleistung von 27 bis 38 Pferdekräften einen Wirkungsgrad von 0,69 bis 0,76. Spätere Versuche an einer solchen Turbine in der Spinnerei zu Haudrecy, wo $h = 1{,}66$ bis $1{,}78$ m, $Q = 0{,}54$ bis $1{,}09$ cbm und $n = 23$ bis 27 war, gaben $\eta = 0{,}70$ bis $0{,}84$, oder im Mittel $\eta = 0{,}75$ (s. Le Génie industrielle, Mars 1855).

Versuche, welche im Conservatoire des arts et métiers zu Paris mit einer kleinen Turbine derselben Art angestellt worden sind, haben auf den Wirkungsgrad $\eta = 0{,}61$ bis $0{,}76$ geführt (s. Le Génie industrielle, Bd. XII, 1856).

Ueber neuere Versuche an Girard-Turbinen kann eine Abhandlung von Hänel*) nachgelesen werden, wonach die von Zeuner an zwei solchen

*) Civil-Ingenieur, 1878, Heft 2 u. 3, und Ztschr. d. V. d. Ing., 1879, Heft 4.

Turbinen angestellten Versuche angegeben sind. Hiernach ergab sich für diese Turbinen, von denen jede für ein Wasserquantum von 5 cbm pr. Secunde bei 4 m Gefälle bemessen ist, ein Wirkungsgrad von 0,80 sowohl bei voller wie bei halber Beaufschlagung, so daß diese Turbinen als vorzügliche und musterhafte bezeichnet werden.

Gelegentlich der Weltausstellung in Philadelphia im Jahre 1876 sind an den daselbst ausgestellt gewesenen Turbinen umfassende Versuche von S. Webber*) angestellt worden, welche für diese fast ausnahmslos als äußere Radialturbinen construirten Räder zu Wirkungsgraden geführt haben, die bei voller Beaufschlagung zwischen 0,624 und 0,865 liegen. Nach den zu Anfang dieses Paragraphen angeführten Zahlen läßt sich vermuthen, daß der zuletzt angegebene hohe Wirkungsgrad in der Art der Wassermessung durch einen Ueberfall seine Ursache hat, und daß in Wirklichkeit eine größere Wassermenge durch die Turbinen gegangen ist, als dem für die Rechnung zu Grunde gelegten Ausflußcoefficienten entspricht, so daß die angeführten Wirkungsgrade thatsächlich wohl kleiner sein werden, wie auch an anderer Stelle**) bereits angeführt ist. Für halbe Beaufschlagung verringerte sich bei den meisten der untersuchten Turbinen der Wirkungsgrad erheblich, und zwar schwankte hierfür der Wirkungsgrad zwischen 0,753 und 0,514, welche Erscheinung darin ihre Erklärung finden dürfte, daß die Turbinen sämmtlich mit Reaction arbeiteten. Die Versuche wurden bei einem durch Centrifugalpumpen künstlich erzeugten Gefälle von circa 9,5 m vorgenommen; in Betreff der näheren Angaben muß auf den angeführten Bericht verwiesen werden.

Vergleichung der Turbinen unter einander. Vergleichen wir die Axialturbinen mit den Radialturbinen, so finden wir, daß die ersteren in einigen Beziehungen den letzteren vorzuziehen sind, in anderen Beziehungen aber denselben nachstehen. Zunächst hat eine Axialturbine vor einer Radialturbine den Vorzug, daß bei ihr das Wasser bei seinem Eintritte in den Leitschaufelapparat von seiner anfänglichen Bewegung nicht so viel abgelenkt wird, als bei einer Radialturbine; daß daher auch, wenn die Eintrittsgeschwindigkeit eine und dieselbe ist, bei jener Turbine ein kleinerer Eintrittswiderstand stattfindet, als bei dieser; oder daß bei jenem Rade eine größere Eintrittsgeschwindigkeit angewendet werden kann als bei diesem, und also auch jenes Rad kleiner ge- §. 140.

*) Bericht der internationalen Jury, ins Deutsche übertragen auf Veranlassung des preußischen Ministers für Handel &c., 1879.

**) Siehe den Artikel von B. Lehmann, über Turbinen in der Ztschr. d. V. d. Ing., 1879.

macht werden kann als dieses. Dann besitzt die Axialturbine auch noch den Vorzug, daß ihre Leitschaufeln das Wasser mehr in parallelen Fäden einführen als bei den Radialturbinen, bei denen eine Divergenz der in das Rad eintretenden Strahlen unvermeidlich ist.

Auf der andern Seite bieten aber auch die Fourneyron'schen und Francis'schen Turbinen ihre Vorzüge dar. Erstens besteht ihr Zapfendruck fast nur in dem Gewichte des armirten Rades, während er bei den Axialturbinen außerdem noch aus einem Wasserdrucke besteht, der mit dem Reactionsdrucke wächst. Es ist also hier unter übrigens gleichen Umständen eine größere Zapfenreibung zu erwarten als dort. Zweitens bewegen sich die Wassertheilchen bei den Radialturbinen neben einander mit gleicher Umdrehungsgeschwindigkeit, bei den Axialturbinen hingegen haben die neben einander niederfließenden Wasserelemente sehr ungleiche Umlaufsgeschwindigkeiten, die äußeren größere und die inneren kleinere. Es erwächst aber hieraus bei diesen Rädern für den Fall schraubenförmiger Schaufelflächen ein wenn auch nur kleiner Stoß beim Eintritt des Wassers in das Rad, eine größere Reibung des Wassers in den Radcanälen und vorzüglich noch eine gewisse Unregelmäßigkeit in der Bewegung des durch das Rad strömenden Wassers, indem die Centrifugalkraft dasselbe nach außen treibt. Endlich besteht ein Vorzug der Radialturbinen noch in der leichteren Herstellung des Leit- und Radschaufelapparates.

Anmerkungen. 1. Sehr geeignet sind noch die Fontaine'schen Turbinen zur Benutzung der Ebbe- und Fluthkraft. Stellt man ein solches Rad in einen in das Meer ausmündenden Canal und sperrt man durch zwei Schutzbretter auf der einen Seite den untern und auf der andern Seite den obern Theil des Rades ab, so ist das auf der einen Seite höher stehende Wasser gezwungen, durch das Rad hindurchzugehen und dasselbe in Umdrehung zu setzen. Bei dem Umsetzen aus der Fluth in Ebbe, oder umgekehrt aus der Ebbe in Fluth, ist natürlich die Schützenstellung umzukehren.

2. Zu den Vorzügen der Jonval'schen Turbinen rechnet man noch den Umstand, daß man dieselben beliebig (natürlich noch nicht 10,34 m) über das Unterwasser stellen kann, ohne einen namhaften Verlust an Wirkung zu haben, daß sie daher auch leicht einer Revision und Reparatur zu unterziehen sind, und ihnen durch eine Veränderung des Unterwasserstandes kein Verlust erwächst. Wie aus den Versuchen Marozeau's (s. die am Ende citirte Abhandlung), zugleich aber auch aus der obigen Theorie und aus besonderen theoretischen Untersuchungen Morin's folgt, darf jedoch die Höhe der Turbine über dem Unterwasser eine gewisse Grenze nicht überschreiten, weil sonst das Wasser unmittelbar unter dem Rade die Continuität verliert, wobei, wie leicht zu ermessen, eine kleinere Wirkung eintritt. Daß man übrigens auch die äußeren Radialturbinen mit einem Sauggefälle arbeiten lassen kann, ist ersichtlich, und hierfür ist die Turbine von Fink, Fig. 342, ein Beispiel.

Vergleichung der Turbinen mit anderen Wasserrädern. §. 141. Wir haben nun noch die Vorzüge und Mängel der Turbinen gegen die verticalen Wasserräder aufzuzählen und gegen einander abzuwägen.

Die Turbinen besitzen zuerst insofern einen großen Vorzug vor den verticalen Wasserrädern, als sie sich fast bei allen Gefällen von 0,3 bis 150 m anwenden lassen, während die verticalen Wasserräder höchstens eine Wasserkraft von etwa 16 m Gefälle aufzunehmen vermögen, da sie sonst zu groß ausfallen und zu schwierig auszuführen sind. Allerdings sind aber bei verschiedenen Gefällen die Wirkungsgrade der Turbinen verschieden, namentlich fallen dieselben bei kleinen Rädern und hohen Gefällen kleiner aus als bei mittleren und kleinen Gefällen, weil hier die Nebenhindernisse verhältnißmäßig größer sind als bei größeren Rädern mit mittleren Gefällen. Auf der andern Seite läßt sich bei hohen Gefällen von 6 bis 15 m von oberschlächtigen Wasserrädern ein Wirkungsgrad erzielen, der von Turbinen nicht erlangt werden kann. Nur bei mittleren Gefällen von 3 bis 6 m kann man von beiden Rädern eine und dieselbe Leistung erwarten; sind aber die Gefälle klein, so geben die Turbinen in jedem Falle eine größere Nutzleistung, als die an deren Stelle gesetzten unterschlächtigen Wasserräder. Die Ponceleträder sind höchstens bei Gefällen von 1 bis 2 m den Turbinen an die Seite zu stellen. Die Turbinen haben vor den verticalen Wasserrädern noch den großen Vorzug, daß sie bei verschiedenen Gefällen fast mit gleichem Wirkungsgrade arbeiten, und daß sie besonders durch Stauwasser in ihrem Gange nicht gestört werden, da sie unter Wasser fast mit demselben Vortheil, ja in gewissen Fällen noch mit mehr Nutzen arbeiten, als in freier Luft. Verticale Wasserräder verlieren zwar stets an ihrem Wirkungsgrade, wenn sich ihr Gefälle verändert, jedoch nur dann beträchtlich, wenn die Gefälle selbst klein sind, oder gar ein Waten des Rades im Wasser eintritt. Auf der andern Seite verursachen aber Veränderungen im Aufschlagquantum bei verticalen Wasserrädern weit weniger Arbeitsverlust, als bei den horizontalen Wasserrädern. Dieses Verhältniß gereicht den ersteren Rädern in ökonomisch-hydraulischer Beziehung zum großen Vortheile. Um die Leistung eines vorher im Normalgange befindlichen verticalen Wasserrades, zumal eines solchen, in welchem das Wasser hauptsächlich durch den Druck wirkt, nach Bedürfniß zu erhöhen, kann man auf dasselbe eine größere Wassermenge aufschlagen, und um die Leistung eines solchen Rades zu vermindern, braucht man nur demselben weniger Wasser zu geben; in beiden Fällen wird der Wirkungsgrad nicht namhaft kleiner oder größer. Ganz anders ist aber das Verhältniß in diesem Falle bei einer Reactionsturbine. Der vortheilhafteste Gang einer solchen findet bei völlig geöffneter Schütze und also auch bei dem größten Aufschlagquantum statt; wenn nun ein kleineres Arbeitsquantum gefordert, daher auch ein kleineres Wasserquantum

verbraucht und zu diesem Zwecke die Schütze tiefer gestellt wird, so vermindert man, wie schon in §. 131 angeführt wurde, die Leistung nur zum Theil durch Verminderung des Aufschlages, zum Theil aber durch Tödten der lebendigen Kraft des Wassers oder durch Schwächen des Wasserdruckes, und zieht dadurch den Wirkungsgrad herab. Dieses Krafttödten ist mit dem Bremsen oder Hemmen eines Wagens zu vergleichen, welches beim Bergabfahren, wo ein Ueberschuß an lebendiger Kraft vorhanden ist, vorgenommen wird. Während man also bei einem verticalen Wasserrade durch Niederlassen der Schütze nur alles überflüssige Wasser vom Rade absperrt und dieses nach Befinden noch zu anderen Zwecken gebrauchen kann, wird bei den Reactionsturbinen dadurch nur ein Theil des überflüssigen Wassers abgesperrt, das Arbeitsvermögen des andern Theiles aber im Rade theilweise vernichtet.

Dieses Verhalten und die Schwierigkeit, für Reactionsturbinen eine geeignete Schützenvorrichtung zu construiren, welche frei von dem gedachten Uebelstande ist, haben vielfach zu der Regel geführt, „man solle Turbinen nicht anwenden, wo das Wasserquantum sehr veränderlich ist“. Diese Vorschrift kann aber aus den in §. 131 erörterten Gründen nur für Reactionsräder gelten, dagegen ist bei den Druckturbinen, wenn dieselben nicht unter Wasser gehen, und daher die Radcanäle vom durchfließenden Wasser nicht ausgefüllt werden, dieses Leistungsverhältniß günstiger; da hier bei jeder Schützenstellung das Wasser ohne einen Wirbel zu bilden durch die Radcanäle strömt. In der That hat man auch in der neueren Zeit viele vorzügliche Turbinen ausgeführt, in denen das Wasser vornehmlich durch Action wirkt, insbesondere solche nach dem Girard'schen System oder solche, die mit Rückschaufeln versehen sind und deren Wirkungsgrad bei partieller Beaufschlagung nur unbedeutend kleiner ausfällt als bei voller Eröffnung.

In Hinsicht auf Veränderlichkeit in der Umdrehungsgeschwindigkeit findet eine große Differenz zwischen den horizontalen und verticalen Wasserrädern nicht statt, bei beiden kann sich die Normalgeschwindigkeit ungefähr um den vierten Theil ihres Werthes vergrößern oder verkleinern, ohne daß die Leistung sich bedeutend vermindert. Was aber die Größe dieser Geschwindigkeit selbst anlangt, so stellt sich allerdings ein großer Unterschied heraus. Mit Ausnahme der unterschlächtigen Räder und namentlich der Ponceleträder gehen alle verticalen Wasserräder meist nur mit Umdrehungsgeschwindigkeiten von 1,2 bis 3 m um, die Turbinen hingegen haben vom Gefälle abhängige, sehr verschiedene und meist weit größere Umlaufsgeschwindigkeiten. Aus diesem Grunde und da überdies noch die Turbinen kleinere Halbmesser haben als die verticalen Wasserräder, machen sie denn auch in der Regel viel mehr Umdrehungen als diese Räder. Je nachdem nun die Arbeitsmaschine eine große oder eine kleine Umdrehungszahl, d. i. einen schnellen oder einen langsamen Gang erfordert, wird sich daher auch eine Turbine oder ein verticales

Wasserrad mehr zu ihrer Bewegung eignen. Da es nach dem in Thl. III, 1, über Transmissionen Angeführten vortheilhaft ist, die Hauptbetriebswellen von Fabriken schnell laufen und etwa 100 bis 150 Umdrehungen pr. Minute machen zu lassen, so kann dieser Umstand in sehr vielen Fällen zu Gunsten der Turbinen angeführt werden, welche meist wegen ihrer größern Umdrehungszahl keine oder nur wenig Zwischentransmissionen erforderlich machen. Dagegen zwingen die verticalen Räder, welche meist nur 4 bis 8 Umdrehungen pr. Minute machen, zur Anwendung schwerfälliger Zahnradvorgelege, deren Reibungswiderstände meistens den Mehrbetrag an Arbeit reichlich aufzehren, welchen man etwa durch einen um einige Procente höhern Wirkungsgrad des verticalen Wasserrades erreicht.

Ist die Last einer Maschine veränderlich, wie z. B. bei einem Hammerwerke oder Walzwerke u. s. w., so ist die Anwendung eines verticalen Rades ebenfalls vorzuziehen, denn dasselbe wirkt durch seine größere Masse, obgleich es langsamer umläuft, mehr als Regulator als eine Turbine, bei deren Anwendung nicht selten noch ein Schwungrad zur Ausgleichung der veränderlichen Bewegung nöthig ist. Bei constanter Last ist aber den Turbinen ein Vorzug in dieser Beziehung einzuräumen, weil verticale Wasserräder, namentlich wenn sie von Holz sind, oft ein sogenanntes schweres Viertel haben, d. h. gleiche Theile ihres Umfanges nicht gleich schwer sind.

In ökonomischer Beziehung sind die Turbinen den verticalen Wasserrädern wenigstens an die Seite zu stellen, bei hohen Gefällen aber und selbst bei mittleren Gefällen und einem großen Aufschlagquantum, sind dieselben sogar wegen ihrer Wohlfeilheit den verticalen Rädern vorzuziehen. Selbst in Hinsicht der Dauerhaftigkeit ist den Turbinen der Vorzug vor den verticalen Wasserrädern einzuräumen.

Die Größe der durch ein Rad nutzbar zu machenden Leistung liegt bei den Turbinen ebenfalls zwischen viel weiteren Grenzen, als bei den verticalen Wasserrädern. Während man durch ein solches wohl kaum jemals mehr als 100 Pferdekraft ausgeübt hat, ist in Wiebe's Skizzenheft, Heft 111, ein Beispiel angeführt, woselbst zwei Turbinen von je 500 Pferdekraft aufgestellt sind, während andererseits die in Fig. 295 dargestellten Strahlturbinen als wahre Liliputrädchen zur Ausübung selbst der kleinsten Leistungen geeignet sind.

Schließlich ist nicht außer Acht zu lassen, daß Turbinen ein reines Wasser zu ihrer Beaufschlagung erfordern, und daß deren Leistung durch zugeführten Sand, Schlamm, Moos, Kräuter, Blätter, Eisstücke, Baumzweige u. s. w. außerordentlich herabgezogen werden kann, was bei den verticalen Wasserrädern nicht zu befürchten ist. Endlich kommt noch in Betracht, daß die Turbinen, und namentlich die Leitschaufelturbinen, schwieriger zu construiren sind, als die verticalen Wasserräder, und daß Abweichungen von den mathe-

matischen Regeln ihrer Construction bei den Turbinen von viel nachtheiligeren Folgen sind, als bei den verticalen Wasserrädern. Deshalb sind denn auch früher so viele Turbinenanlagen mißlungen, und es haben die Turbinen noch nicht diejenige Verbreitung erhalten, die sie verdienen.

Schlußanmerkung. Die Turbinenliteratur hat erst in der neueren Zeit eine größere Ausdehnung erhalten. Da wir im Laufe des Vortrages schon eine große Anzahl von Abhandlungen angeführt haben, so wollen wir im Folgenden nur die vorzüglichsten, namentlich aber die Originalschriften über Reactionsturbinen aufführen. Die erste Abhandlung über die Fourneyron'sche Turbine findet sich im Bulletin de la Société d'encouragement, Jahrgang 1834, deutsch in Dingler's polytechnischem Journal, Bd. LIII. Nach dieser Zeit hat Morin Versuche angestellt und deren Ergebnisse in der Schrift: Expériences sur les roues hydrauliques à axe vertical, appelées Turbines, Metz et Paris 1838, bekannt gemacht, und es erschien auch die erste gründliche Theorie dieser Räder von Poncelet in den Comptes rendus des séances de l'Acad. de Paris, unter dem Titel: Théorie des effets mécaniques de la Turbine-Fourneyron, Paris 1838. In der zweiten Ausgabe von d'Aubuisson's Hydraulik sind diese Räder kurz und ohne besondere Ansichten abgehandelt. Das Werk von Combes: Recherches théoretiques et expérimentales sur les roues à réaction ou à tuyaux, Paris 1843, ist zwar keineswegs umfassend, jedoch insofern sehr beachtungswerth, als man hier zum ersten Male die hydraulischen Nebenhindernisse bei der Entwickelung berücksichtigt findet, was Poncelet und auch Redtenbacher nicht gethan haben. Das Werk von dem zuletzt genannten Schriftsteller: Theorie und Bau der Turbinen und Ventilatoren, Mannheim 1844, ist vorzüglich nach Poncelet's Theorie bearbeitet, übrigens aber die vollständigste und vorzüglichste Schrift über diesen Gegenstand. Ueber die neueren Turbinen giebt es noch folgende beachtungswerthe Abhandlungen: Rapport sur un Mémoire de M. M. A. Koechlin, concernant une nouvelle turbine (Jonvál) construite dans leurs ateliers, par Poncelet, Piobert et Morin, ferner: Note sur la théorie de la turbine de Koechlin, par Morin, und Note sur l'application de la théorie du mouvement des fluides aux expériences de M. Marozeau, par Morin, im XXII. Bande (1846) der Comptes rendus etc. etc. Einen Auszug hiervon findet man im polytechnischen Centralblatte, Bd. VIII, 1846. Ferner: Expériences et note sur la turbine de M. Fontaine-Baron, par Morin im XXIII. Bande (1846) der Comptes rendus etc. etc.; deutsch im Auszuge ebenfalls im polytechnischen Centralblatte, Bd. VIII. In Betreff der Jonval'schen und Fontaine'schen Turbinen ist auch noch nachzusehen im Bulletin de la société d'encouragement, Jahrgang 43 und 44, Paris 1844 und 1845. Gute Zeichnungen nebst Beschreibung der Turbinen von Cabiat, Callon, Fourneyron und Gentilhomme findet man auch in Armengaud's Publication industrielle. Wegen Porro's Turbine ist nachzusehen im polytechnischen Centralblatte, Bd. VII, 1846. Die Einrichtung einer Nagel'schen Turbine lernt man aus Dingler's Journal, Bd. XCV, und die einer Passot'schen Turbine aus demselben Journale, Bd. XCIV, kennen. Bourgeois' Schraubenrad (franz. turbine-hélice) ist eine Turbine mit schraubenförmigen Canälen (s. polytechnisches Centralblatt, Bd. I, 1847). Ebenso ist Plataret's

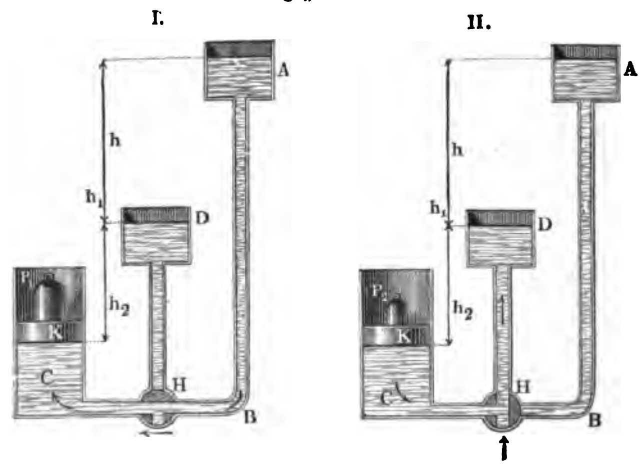
Schraubenturbine zu St. Maur bei Paris im polytechnischen Centralblatte, 1849, beschrieben. Eigenthümlich sind die Turbinen von Thomson, nämlich das Patent Case Water Wheel und das Patent Suction Wheel. Beide Räder werden beschrieben im Mechanics Magazine, Januar 1851. Von den Turbinen von Girard u. s. w. handelt Le Génie industrielle, par Armengaud Frères, Tome XII und Tome XIII, 1856 und 1857. Siehe auch das Notizblatt des Architekten- und Ingenieurvereins zu Hannover, Bd. III, 1853. Die Theorie der Fourneyron'schen Turbinen mit äußerer Beaufschlagung behandelt Herr Prof. Zeuner in Bd. II des Civilingenieurs. Graphische Tabellen über die wichtigsten Constructionselemente der Turbinen werden von Bornemann in Bd. IV des Civilingenieurs mitgetheilt. Die Turbinen von Francis u. s. w. behandelt die Schrift: Lowell Hydraulic Experiments etc. by James Francis, Boston 1855. Die Schrift über „die Turbinen oder horizontalen Wasserräder von Harzer, Weimar 1851" ist in der Hauptsache eine Copie von der ersten Auflage des vorliegenden Werkes. Eine neuere Schrift ist Peter Rittinger's Theorie und Bau der Rohrturbinen, Prag 1861 und 1865. Eigenthümlich behandelt sind die Turbinen in Rankine's Manual of the Steam-Engine and other Prime Movers, London and Glasgow 1859. Ueber die Turbinen der Londoner Industrieausstellung 1862, insbesondere über Thomson's vortex water-wheel ist nachzulesen eine Abhandlung von Bernhard Lehmann in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Bd. VII, 1863, Bd. II (1858); diese Zeitschrift enthält auch eine neue Theorie der horizontalen Wasserräder von R. R. Werner. Eine allgemeine Theorie der Schaufelconstruction für Turbinen theilt F. K. H. Wiebe in Civilingenieur, Bd. 5, mit. Auch giebt derselbe Autor eine „Allgemeine Theorie der Turbinen" in Erbkam's Zeitschrift für Bauwesen, 1866 und 1867. Die Arbeit von Gustav Schmidt in dem Berg- und Hüttenmännischen Jahrbuche der Bergakademie zu Schemnitz, Leoben und Pribram, Bd. XI, Wien 1862, enthält einen Ueberblick der verschiedenen Turbinentheorien von Redtenbacher, Weisbach, Rittinger. Ueber die Turbinen der Wiener Weltausstellung 1873 sind nachzulesen der Artikel von Meißner in Uhland's Praktischem Maschinenconstructeur, Jahrgang 1874 und der Bericht von Radinger über Motoren (Oesterreichischer Bericht). Von neueren Turbinenlehren sind ferner die folgenden anzuführen: Werner, Theorie der Turbinen, Kreiselpumpen und Ventilatoren, Ztschr. deutscher Ing., 1869; C. Fink, Theorie und Construction der Turbinen, Verhandl. des Vereins zur Beförd. des Gewerbfl. in Preußen, 1877; v. Reiche, die Gesetze des Turbinenbaues, 1877; Meißner, Die Hydraulik und die hydraulischen Motoren. Eine klare Uebersicht enthält auch der Artikel „Turbinen" von Grove in Prechtl's Technologischer Encyklopädie, Supplement. Der Arbeiten von B. Lehmann über Turbinen in der Ztschr. deutscher Ing., 1879 und 1881, ist schon oben mehrfach gedacht. Ein Aufsatz im Jahrgang 1879 derselben Zeitschrift von Fliegner: „Versuche zur Theorie der Reactionsturbinen" enthält werthvolles Versuchsmaterial. Ausführliche Literaturangaben über Turbinen finden sich in Rühlmann's Allgemeiner Maschinenlehre, Bd. 1.

Viertes Capitel.

Von den Wassersäulenmaschinen.

§. 142. **Wassersäulenmaschinen.** Wassersäulenmaschinen (s. §. 54) werden durch den Druck des in ganz oder nahe aufrecht stehenden Röhren befindlichen Wassers des sogenannten Kraftwassers in Betrieb gesetzt. Die Bewegung derselben ist aber meistens keine rotirende, wie bei den Wasserrädern, sondern eine geradlinig wiederkehrende. Insbesondere gilt dies für die in Bergwerken zum Zwecke der Wasserhebung aufgestellten Wassersäulenmaschinen. In der neueren Zeit hat man jedoch mehrfach auch

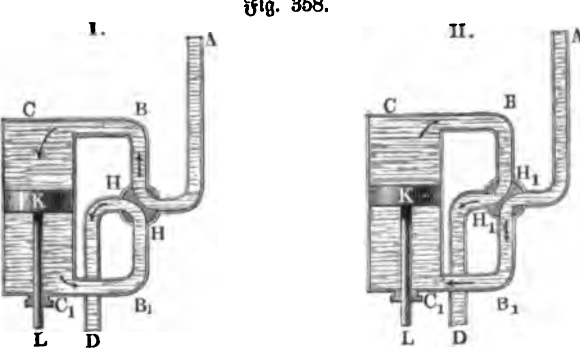
Fig. 357.



rotirende Wassersäulenmaschinen ausgeführt, in denen die Pressung des Wassers gegen Kolben in ähnlicher Art zur Umdrehung einer Welle benutzt wird, wie dies bei den Dampfmaschinen mit dem Dampfdruck geschieht. Es mögen zunächst hier die Wassersäulenmaschinen mit geradlinig wiederkehrender Bewegung besprochen werden. Die Hauptheile einer Wassersäulenmaschine sind, wie aus Fig. 357 I. und II. zu ersehen ist, folgende. A ist der Sammelkasten für das Wasser, der sogenannte Einfallkasten, AB die Einfallröhre, C ist der Stiefel oder Treibcylinder, in welchem das Wasser zur Wirkung gelangt, indem es den belasteten Treibkolben K emportreibt, und HD ist die Austrageröhre. In dem Commu-

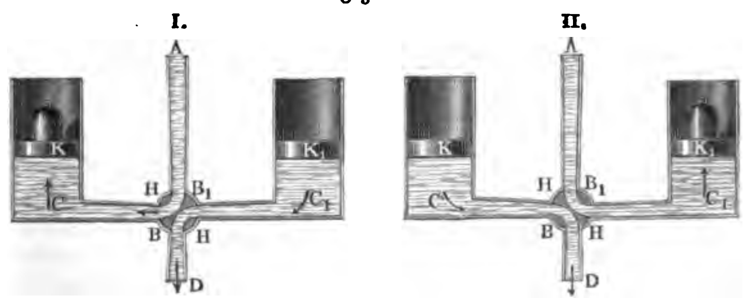
nicationsrohre BC, welches die Einfallröhre mit dem Treibcylinder verbindet, ist die sogenannte Steuerung angebracht, welche hier in einem T-förmig durchbohrten Hahne besteht und dazu dient, die Verbindung des Treibcylinders abwechselnd mit der Einfallröhre oder der Austrageröhre herzustellen und bezw. aufzuheben. Im ersten Falle treibt das Wasser den Kolben mit seiner Last P_1 empor, und im zweiten Falle fließt das von der

Fig. 358.



Einfallröhre abgeschlossene und unter dem Treibkolben befindliche Wasser durch den Hahn zurück und durch das Ausgußrohr HD aus, während der belastete Kolben wieder niedergeht. Man hat einfachwirkende und doppeltwirkende, sowie auch einstiefelige und zweistiefelige Wassersäulenmaschinen. Bei der einfachwirkenden Wassersäulenmaschine, welche Fig. 357 vor Augen führt, wird der Kolben vom Wasser nur nach der einen Richtung fortgetrieben, den entgegengesetzten Weg

Fig. 359.



hingegen durchläuft er vermöge seines Eigengewichtes oder einer auf ihn wirkenden Belastung P_2. Bei der doppeltwirkenden Wassersäulenmaschine hingegen erfolgt sowohl der Auf- als auch der Niedergang des Kolbens durch die Kraft des Wassers. Die Einrichtung einer solchen Maschine giebt Fig. 358 I. und II. an. Man ersieht aus dieser Figur, wie

einmal (I.) das Kraftwasser den Weg ABC einschlägt, den Kolben K niedertreibt und dabei das abgeschlossene Wasser auf dem Wege $C_1 B_1 D$ abfließt, und wie das zweite Mal (II.) das Kraftwasser auf dem Wege $AB_1 C_1$ zum Cylinder gelangt, den Kolben K emportreibt und das über ihm befindliche Wasser auf dem Wege CBD entweicht.

Die bisher behandelten Wassersäulenmaschinen sind eincylindrige oder haben nur einen Treibcylinder; man hat aber auch zweicylindrige oder Maschinen mit zwei Treibcylindern mit einer Einfallröhre und einer Steuerung, wie in Fig. 359 vorgestellt wird. Während hier (in I.) das Druckwasser ABC den Kolben K aufwärts schiebt, geht der Kolben K_1 nieder und bringt das todte Wasser unter ihm auf dem Wege $C_1 B_1 D$ zum Abfluß und umgekehrt, während (in II.) der Kolben K_1 vom Druckwasser $AB_1 C_1$ zum Aufsteigen genöthigt wird, geht der Kolben K nieder und drückt das abgesperrte todte Wasser durch das Ausgußrohr D fort.

§. 143. **Einfallröhren.** Es sind nun die Haupttheile einer Wassersäulenmaschine näher zu beschreiben. Das Betriebswasser für eine Wassersäulenmaschine wird zunächst in dem sogenannten Einfallkasten oder Speisereservoir gesammelt. Es ist sehr zweckmäßig, dieses Bassin möglichst groß herzustellen, damit sich darin das Wasser mehr abklären und beruhigen kann und keine großen Veränderungen in dem Niveau des Wasserspiegels eintreten können. Uebrigens ist es noch nöthig, Rechen und Gitter zum Abhalten fremdartiger Körper, wie Holz, Blätter u. s. w., in dieses Reservoir einzusetzen, und nach Befinden, wenn das Wasser unrein ist, Scheidewände in demselben so anzubringen, daß das Wasser eine schlangenförmige Bewegung auf- und abwärts anzunehmen genöthigt und ihm mehrfache Gelegenheit zum Absetzen seiner Unreinigkeiten gegeben wird. Die Einfallröhre mündet mindestens 0,5 m über dem Boden des Bassins und 1 bis 1,5 m unter dem Wasserspiegel ein, um sowohl das Eindringen von schweren Körpern, als auch um die Entstehung eines Lufttrichters zu verhindern. Auch führt man wohl zu diesem Zwecke die Röhre gekrümmt in das Bassin ein, so daß die Mündung nach unten gerichtet ist. Uebrigens bringt man noch eine Klappe oder ein Ventil an, wodurch sich die Einmündung verschließen und der Eintritt des Wassers in die Einfallröhre verhindern läßt. In Fig. 360 ist ein solcher Speiseapparat abgebildet. AB ist das gebogene Kopfstück der Einfallröhre, C die Klappe, D ein Hebel zum Stellen der Klappe, F eine Scheidewand und G sind zwei Gitter zum Abhalten schwimmender Körper.

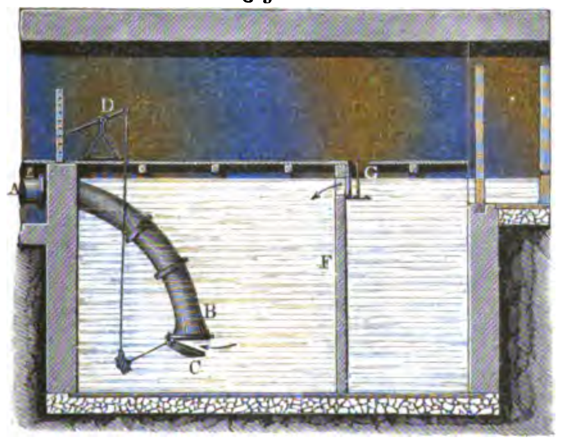
Was nun die Einfallröhren anlangt, so bestehen dieselben in der Regel aus Gußeisen, erhalten eine Länge von 2 bis 2,5 m und eine Weite von $^1/_3$ bis $^1/_2$ der Weite des Treibcylinders. Die Stärke der Röhrenwände beträgt 20 bis 30 mm, die kleinere Stärke giebt man den oberen, die

größere den unteren Einfallröhren. Am sichersten ist aber die Stärke δ durch die Formel

$$\delta = 0{,}0025\, p d_1 + 20 \text{ mm}$$

zu bestimmen, worin d_1 die innere Weite in Millimetern und p den Wasserdruck in Atmosphären (zu 10,34 m Wassersäulenhöhe) bezeichnet. Die Formel in Thl. I giebt für bloße Röhrenleitungen kleinere Stärken, diese sind aber hier deshalb nicht anwendbar, weil hier das Wasser mit veränderlicher Kraft und beim schnellen Absperren sogar stoßend wirkt. Uebrigens sind die Einfallröhren einzeln vor dem Einsetzen einer Prüfung zu unterziehen. Man verschließt die Röhre zu diesem Zwecke an beiden Enden, füllt dieselbe

Fig. 360.



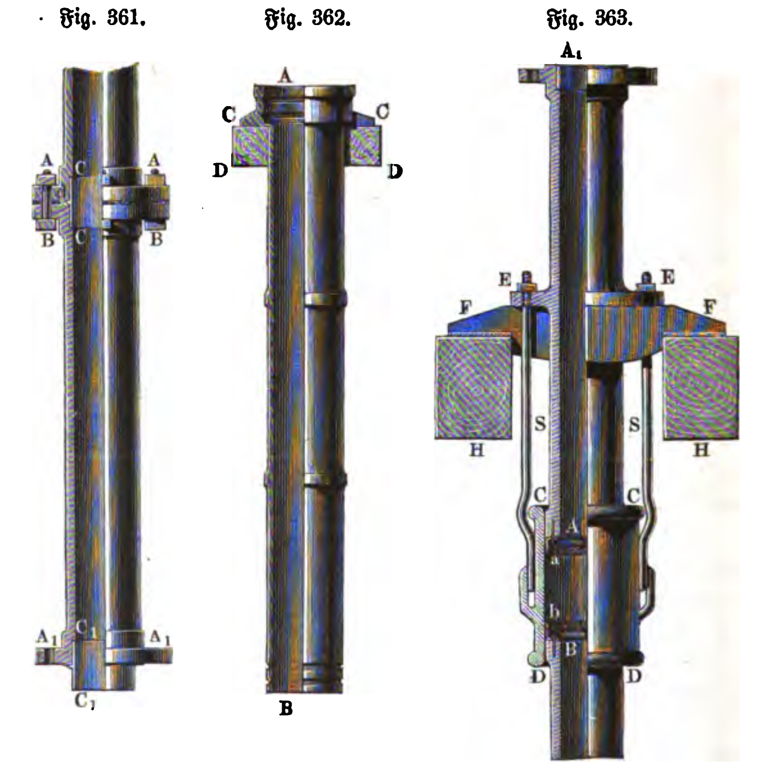
mit Wasser und setzt dieses durch eine engere Röhre mit einer kleinen Druckpumpe in Verbindung. Durch wiederholtes Kolbenspiel dieser Pumpe wird nun ein Druck erzeugt, der den Wasserdruck, welchen die Röhren künftig auszuhalten haben, mehrfach (4- bis 5 mal) übertrifft. Wenn die Röhren bei dieser Prüfung kein Wasser durchlassen, so sind sie in Gebrauch zu nehmen. Viele von diesen Röhren halten diese erste Probe nicht aus, sind aber dessenungeachtet vielleicht noch brauchbar, weil sich später ihre Porosität durch Bildung von Rost verliert, was durch eine zweite Probe, mehrere Wochen später, zu ermitteln ist. Bei der unten näher beschriebenen Wassersäulenmaschine zu Huelgoat hat man gesottenes Leinöl zur hydrostatischen Probe verwendet und dadurch den Röhren einen innern Firnißüberzug gegeben, welcher sie überdies noch vor den chemischen Wirkungen des Wassers schützt.

Für die Wassersäulenmaschine, welche bei der Brandt'schen Drehbohrmaschine zur Verwendung kommt, hat man gewalzte Röhren aus Schmied-

eisen angewandt. Diese Röhren, welche in lichten Weiten bis zu etwa 0,2 m und mit Wandstärken von 2 bis 10 mm neuerdings in vorzüglicher Beschaffenheit durch Walzen erzeugt werden, halten mit Sicherheit Druck von 100 Atmosphären und darüber aus. Bei der Brandt'schen Maschine wird beispielsweise das Wasser von 200 Atmosphären Pressung durch Röhren von 49 mm lichter Weite und 4 mm Wandstärke zugeführt.

Die Einfallröhren werden mit einander entweder durch einfache Muffen oder durch Flanschen und Schrauben (s. §. 49) verbunden. Zwischen

Fig. 361. Fig. 362. Fig. 363.



je zwei Flanschen kommt eine Scheibe von Blei oder Kitt zu liegen, welche durch die Schrauben in den Flanschen stark zusammengedrückt wird. Des genauen Anschließens wegen gießt man das Blei gleich flüssig in den Zwischenraum zwischen je zwei Flanschen, in deren Stirnflächen noch ringförmige Rinnen ausgespart sind, die das flüssige Blei ebenfalls ausfüllt. Den Kitt verfertigt man aus Kalkmehl, Leinölfirniß und zerhacktem Hanf. In dem Innern der Röhren werden die Wechsel sehr oft noch durch Büchsen aus Kupferblech, ähnlich wie die Büchsen bei Holzröhren, abgedichtet. Eine Röhren-

verbindung mit Flanschen und Büchsen ist in Fig. 361 theils von außen, theils im Durchschnitt abgebildet. Die Verbindung der Flanschen *AA* und *BB* durch Schrauben *AB*, *AB* ist im Wesentlichen dieselbe wie bei gewöhnlichen Röhrenleitungen, §. 49; die Büchse *CC* hat in der Mitte ihrer Außenfläche einen Rand *d*, welcher in den Wechsel der verbundenen Röhren zu liegen kommt.

Eine einfache Röhre mit Muffe zeigt Fig. 362. Zur Erzielung einer vollständigen Abdichtung durch Blei u. s. w. sind sowohl in der Muffe *A* als auch am äußern Umfange des untern Röhrenendes *B* ringförmige Rinnen angebracht. Zur Vertheilung des Gewichtes der Einfallröhre sind einzelne Röhren, im Abstande von circa 15 m, mit Nasen oder Rändern *C*, *C* versehen, womit sie auf Einstriche *D*, *D* zu liegen kommen.

Außer diesen festen Röhrenverbindungen hat man auch noch eine lösbare Muffenverbindung nöthig, damit sich die ganze Einfallröhre ohne Nachtheil setzen, sowie beim Temperaturwechsel ausdehnen oder zusammenziehen kann (s. die Compensationsröhre, Fig. 158, §. 49). Bei der in Fig. 363 abgebildeten lösbaren Röhrenverbindung sind die etwa 0,3 m von einander

Fig. 364.

Fig. 365.

abstehenden Röhrenenden *A*, *B* an ihren Stirnflächen mit je einem Lederstulp *a*, *b* bedeckt und von einem ausgebohrten Muff *CCDD* umgeben. Die obere Röhre AA_1 enthält in der Mitte die Lagerscheibe *EE*, welche auf den von den Einstrichen *H*, *H* unterstützten gußeisernen Trägern *F*, *F* ruht und woran die den Muff tragenden Stangen *S*, *S* befestigt sind.

Die Verbindung der schmiedeisernen Röhren geschieht immer durch Flanschen und Schrauben und die Dichtung in der Regel durch eine zwischen die Flanschen gelegte Scheibe von Leder, Blei oder Kupfer. Dabei werden die angeschweißten Flanschen entweder nach Fig. 364 stumpf gegen einander gelegt oder nach Fig. 365 mit in einander passenden Bundringen versehen.

Treibcylinder. Der Stiefel oder Treibcylinder besteht entweder aus Gußeisen oder wegen der größern Politurfähigkeit sowie zur §. 144.

Vermeidung des Rostens aus Bronze. Um nicht viel Spiele (pr. Minute drei bis sechs) und eben dadurch weniger Arbeitsverlust zu erhalten, macht man den Treibcylinder mehr lang als weit, so daß der Kolbenhub s in demselben $2^1/_2$- bis 6 mal so groß ausfällt als der Kolbendurchmesser d. Die mittlere Geschwindigkeit v des Kolbens macht man ungefähr nur 0,3 m, damit die mittlere Geschwindigkeit v_1 des Wassers in den Einfallröhren und daher auch die hydraulischen Hindernisse in denselben nicht zu groß ausfallen. Rathsam ist es, mit der letzten Geschwindigkeit noch nicht die Grenze von 3 m zu überschreiten, zweckmäßiger aber, dieselbe nur bis 2 m zu steigern. Nehmen wir $v = 0{,}3$ m und $v_1 = 2$ m an, so erhalten wir für das Verhältniß der Einfallröhrenweite d_1 zur Cylinderweite d, da das Wasserquantum $= \frac{\pi d^2 v}{4} = \frac{\pi d_1^2 v_1}{4}$ ist,

$$\frac{d_1}{d} = \sqrt{\frac{v}{v_1}} = \sqrt{\frac{0{,}3}{2}} = 0{,}387,$$

also circa 0,4.

Ist das Aufschlag- oder Speisewasserquantum pr. Secunde $= Q$ cbm, so läßt sich für eine doppeltwirkende, oder für eine zweicylindrige einfachwirkende Wassersäulenmaschine setzen:

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} v,$$

und hiernach bestimmt sich die nöthige Weite des Treibcylinders:

$$d = \sqrt{\frac{4\,Q}{\pi v}} = 1{,}13 \sqrt{\frac{Q}{v}},$$

also für $v = 0{,}3$ m, $d = 2{,}06 \sqrt{Q}$ m.

Für eine eincylindrige einfachwirkende Wassersäulenmaschine ist

$$Q = {}^1/_2 \, \frac{\pi d^2}{4} v,$$

und daher:

$$d = 1{,}60 \sqrt{\frac{Q}{v}},$$

also für $v = 0{,}3$ m, $d = 2{,}92 \sqrt{Q}$ m zu nehmen.

Hat man nun den Kolbenhub $l = 2^1/_2\, d$ bis $6\, d$ angenommen, so bestimmt sich die Zeit eines einfachen Ganges (Auf- und Niederganges) durch die Formel:

$$t = \frac{l}{v},$$

also für $v = 0{,}3$ m:

$$t = 3{,}33\, l \text{ Secunden},$$

und hiernach die Anzahl der einfachen Gänge pr. Minute:

$$n_1 = \frac{60''}{t} = \frac{60\, v}{l},$$

also für $v = 0{,}3$ m, $n_1 = \frac{60}{3{,}33\, l} = \frac{18}{l}$, und die Anzahl der Spiele:

$$n = \frac{n_1}{2} = \frac{30\, v}{l},$$

oder für $v = 0{,}3$ m, $n = \frac{9}{l}$.

Uebrigens ist es zweckmäßiger, bei einer einfachwirkenden eincylindrigen Wassersäulenmaschine den Aufgang etwas langsamer und dafür den Niedergang etwas schneller als mit der mittlern Geschwindigkeit vor sich gehen zu lassen, weil die hydraulischen Hindernisse beim Aufgange größer sind als beim Rückgange.

Der Treibcylinder ist innerlich genau auszubohren und auszuschleifen, damit sich der Kolben in ihm leicht und vollkommen abschließend auf und nieder bewegen kann. Die Wandstärke macht man wegen des allmäligen Abschleifens, verhältnißmäßig sehr groß; bei den bestehenden Maschinen ist sie 50 bis 80 mm; indessen hängt sie jedenfalls auch von der Druckhöhe und Cylinderweite ab, und ist schicklicher durch die Formel

$$\delta = 0{,}0025\, p d + 32 \text{ mm}$$

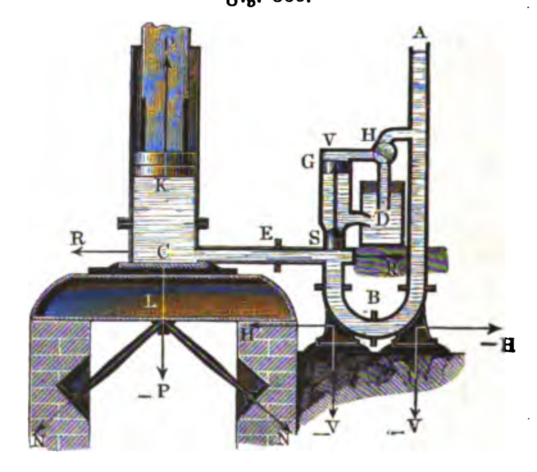
zu berechnen, worin der Durchmesser d ebenfalls in Millimetern zu nehmen ist. Zur Verstärkung des Cylinders kann man denselben mit einigen ringförmigen Rippen gießen lassen.

Der Treibkolben wird von der Wassersäule in der Richtung der Kolbenbewegung mit einer Kraft P gedrückt, welche sich messen läßt durch das Gewicht $F h \gamma$ einer Wassersäule, deren Grundfläche F die Kolbenfläche und deren Höhe die senkrechte Tiefe h dieser Fläche unter dem Wasserspiegel im Einfallreservoir ist; und eine gleich große Kraft $(-P)$ in entgegengesetzter Richtung übt diese Wassersäule auf den Boden des Treibcylinders selbst aus. In der Regel beträgt diese Höhe h 100 m und darüber, es ist also auch diese Kraft des Wassers sehr beträchtlich und daher nöthig, dem Treibcylinder eine starke Unterstützung zu geben. Da diese Maschinen größtentheils nur zum Wasserheben aus Gruben angewendet werden, so kommen sie in Schächte zu stehen und können daher nicht unmittelbar auf festes Gestein oder Grundmauerung gesetzt werden, sondern es ist nöthig, dieselben durch Gewölbe oder Träger aus Eisen oder starke Balken aus Eichenholz zu unterstützen. Bei einigen Maschinen hat man die Cylinder unmittelbar auf gußeiserne Bogen gestellt.

Bei der in Fig. 366 skizzirten Wassersäulenmaschine wird der Treibcylinder von einem Paar eiserner Balken L, welche in der Mitte von gußeisernen Streben unterstützt sind, getragen. Die Kraft — P wird dann zum Theil von diesen Streben aufgenommen, welche in Folge dessen die schräg abwärts gerichteten Schubkräfte N, N gegen die Unterstützungsmauern, und mittelst dieser wieder gegen das feste Gestein ausüben.

Ebenso übt auch die Einfallröhre einen ihrem Querschnitte F_e proportional wachsenden Druck ($- V$) nach unten aus, welcher eine besondere Unterstützung von unten nöthig macht. Außerdem hat der Treibcylinder noch eine Horizontal- oder Seitenkraft $R = F_c h \gamma$ auszuhalten, welche mit dem Querschnitte F_c des Verbindungsrohres CS wächst, sowie die Einfall-

Fig. 366.

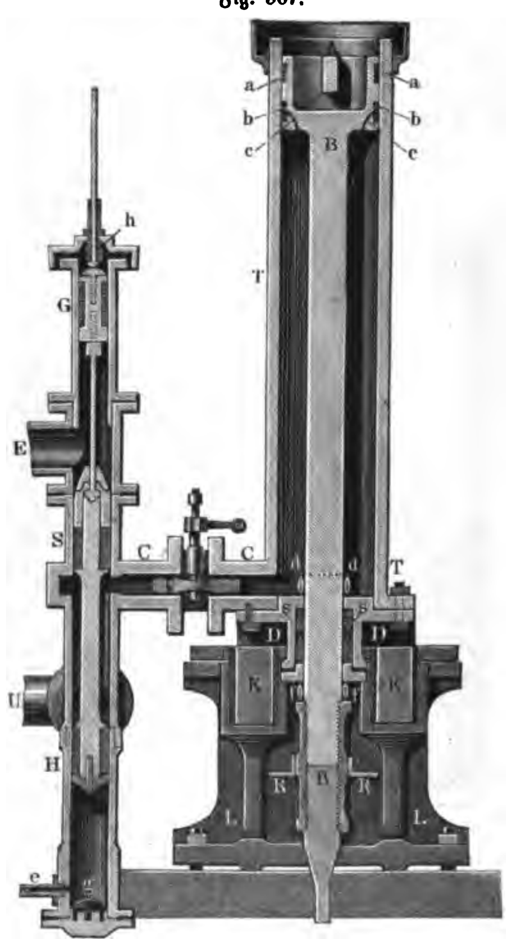


röhre eine mit ihrem Querschnitte F_e proportional wachsende Seitenkraft $(- H) = F_e h \gamma$. Diesen Kräften halten die gleichen Gegenkräfte $(- R)$ und H in dem Communicationsrohre BS das Gleichgewicht, so daß zwar die Maschine im Ganzen keinen Druck zur Seite ausübt, dagegen aber ein Bestreben zum Zerbersten in horizontalen Richtungen besitzt, welchem durch die Röhrenschlösser E und B, sowie durch die unterstützenden Sohlplatten entgegenzuwirken ist. Bei der Einrichtung der abgebildeten Maschine hat das gekröpfte Verbindungsrohr BS auch noch einen Verticaldruck $(- V)$ auszuhalten, weshalb es erforderlich ist, auch dieses Rohr mit einem auf einer festen Basis stehenden Fuße zu versehen.

§. 145. **Treibkolben.** Der Treibkolben, welcher die Kraft des Wassers unmittelbar aufnimmt, besteht im Wesentlichsten aus einem außen abgedrehten und in den Treibcylinder einpassenden Cylinder. Um den vollkommenen

Abschluß zu bewirken, ohne ein bedeutendes Hinderniß in der Bewegung zu erhalten, wird die sogenannte Liderung (eigentlich wohl Lederung) angewendet, und dieselbe kann nun entweder an dem Kolben oder an dem Cylinder festsitzen. Im ersten Falle besteht der Kolben aus einem niedrigen Cylinder, der nur $^1/_5$- bis $^1/_2$mal so hoch als dick ist, im zweiten Falle

Fig. 367.



bildet er aber einen mit dem Stiefel gleich langen Cylinder, und erhält dann gewöhnlich den Namen Mönchskolben oder Bramahkolben, auch Plungerkolben. Die Liderung der Treibkolben besteht in der Regel aus Lederriemen oder Lederstulpen, seltener aus Lederscheiben oder aus Metallringen; sie muß immer im Verhältniß des Wasserdruckes

an die innere Cylinder- oder äußere Kolbenfläche anschließen, damit sie einerseits kein Wasser durchläßt und andererseits auch keine zu große Reibung veranlaßt. Aus diesem Grunde sind denn auch die autoclaven oder hydrostatischen Liderungen, bei denen das Leder oder der ablidernde Körper durch das Wasser selbst an die abgeschliffene Fläche angedrückt wird, die vorzüglichsten. In der Regel näht oder nietet man einen solchen Liderungskranz aus 3 bis 4 in Fett getränkten Lederriemen zusammen, und legt ihn nun entweder in am Umfang des Kolbens ausgedrehte ringförmige Rinnen oder befestigt ihn mittelst Schrauben und durch einen Metallring umgestülpt auf die Grundfläche des Kolbens.

Fig. 368.

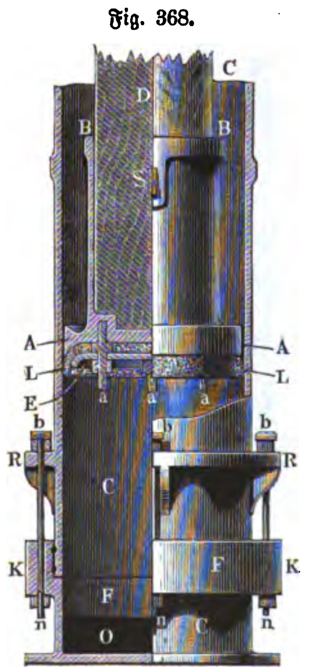
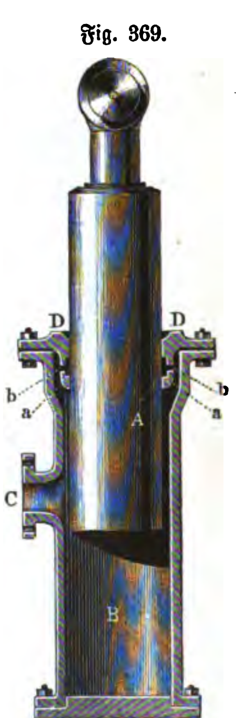


Fig. 369.



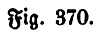
In Fig. 367 (a. v. S.) ist ein Treibkolben (von einer Clausthaler Wassersäulenmaschine) mit eingelegten Liderungskränzen abgebildet. *A* ist der eigentliche Kolben oder sogenannte Kolbenstock und *BB* die mit ihm ein Ganzes bildende Kolbenstange, ferner sind *aa* und *bb* die Liderungskränze und *cc* die feinen Bohrungen, durch welche der innere Umfang des untern Lederkranzes mit dem Druckwasser in Verbindung gesetzt wird.

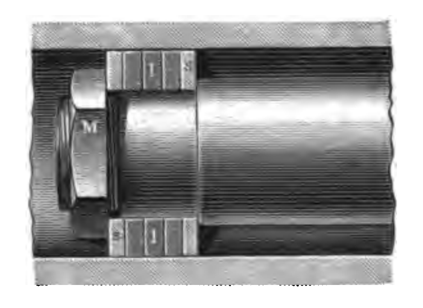
Die Stulpliderung des Treibkolbens an einer Freiberger Wassersäulenmaschine ist in Fig. 368 abgebildet. Es ist hier *AABB* der gußeiserne

Kolbenstock, welcher den Fuß *D* der hölzernen Kolbenstange umgiebt und damit durch den Splint *S* befestigt wird. Die Fußplatte *AA* dieses Kolbenstockes wird vom Lederstulp *LL* und dieser wieder von einem eisernen Teller *E* bedeckt. Sowohl die Fußplatte als auch der Teller sind am Rande gewölbt, um dem Stulpe als Lagerflächen dienen zu können. Vier Schraubenbolzen *a, a*... dienen dazu, den Teller auf den Stulp aufzudrücken und ihn mit der Fußplatte des Kolbenstockes zu befestigen.

Aus der Figur ist noch zu entnehmen, wie der Treibcylinder *CC* mit seinem Fußstücke *F* durch eine Muffe *KK* und durch Schraubenbolzen *bn, bn*... verbunden ist. Dieses Fußstück bildet zugleich einen Theil des bei *O* einmündenden Communicationsrohres.

Ein Bramahkolben läßt sich ebenfalls hydrostatisch abliedern, wie aus Fig. 369 zu ersehen ist. Hier ist *A* der Kolben, *B* der Cylinder, *C* das Communicationsrohr, *DD* die aufgeschraubte Liderungsbüchse, *aa* der Liderungsring und *bb* sind Bohrungen für die hydrostatische Liderung. Jedenfalls ist diese Liderung in einer besondern Büchse leichter herzustellen und leichter zu unterhalten, als die Liderung, welche mit dem Kolben in fester Verbindung steht. Auch empfiehlt sich die Anwendung dieser ungeliderten Kolben noch dadurch, daß es leichter ist, einen Cylinder richtig rund ab- als auszudrehen. Ein besonderer Vortheil dieser Einrichtung erwächst endlich noch daraus, daß es hier möglich ist, durch Auswechselung des Kolbens und der Liderungsbüchse die Kraft der ganzen Maschine nach Bedürfniß zu verstärken oder überhaupt zu verändern.


Fig. 370.



In Fig. 370 ist der Kolben der Brandt'schen Maschine gezeichnet, bei welchem der dichte Abschluß durch die drei Lederscheiben *l* bewirkt wird, welche mittelst der Kolbenscheiben *s* durch die Schraubenmutter *M* zusammengepreßt werden.

Kolbenstange und Stopfbüchse. Die Treibkolbenstange ist von dem Treibkolben aus entweder nach der Mündung oder nach dem Boden (oder Deckel) des Cylinders gerichtet. Im erstern Falle bedarf sie keiner besondern Bearbeitung und kann daher auch von Holz sein, wie aus der Zeichnung in Fig. 368 zu ersehen ist; im zweiten Falle hingegen muß sie durch eine Stopfbüchse gehen, deshalb rund abgedreht werden und §. 146.

kann nur aus Eisen oder Kanonenmetall bestehen. Die Stärke einer solchen Stange ist nach der Theorie der absoluten Festigkeit zu bestimmen.

Ist d der Treibkolbendurchmesser in Centimetern und p der Wasserdruck in Kilogrammen auf jeden Quadratcentimeter des Kolbens, so hat man die Kraft desselben:

$$P = \frac{\pi d^2}{4} p \text{ kg},$$

ist nun aber d_2 die Stärke der Kolbenstange und s die höchstens zulässige Materialspannung derselben, so hat dieselbe das Tragvermögen:

$$P = \frac{\pi d_2^2}{4} s;$$

man erhält daher durch Gleichsetzen beider Kräfte die nöthige Kolbenstangenstärke

$$d_2 = d \sqrt{\frac{p}{s}}.$$

Hierzu ist s aus der Tabelle in Thl. I zu nehmen und $p = 0{,}1\,h$ kg zu setzen, wenn h die Druckhöhe in Metern bedeutet.

Für schmiedeiserne Kolbenstangen kann man, wenn dieselben nur auf Zug beansprucht werden, $s = 600$ kg pr. Quadratcentimeter setzen und erhält hiermit:

$$d_2 = 0{,}041\, d \sqrt{p} = 0{,}0129\, d \sqrt{h}.$$

Stangen, welche die Kraft mittelst Druck fortpflanzen, macht man doppelt so stark (vergl. Thl. I).

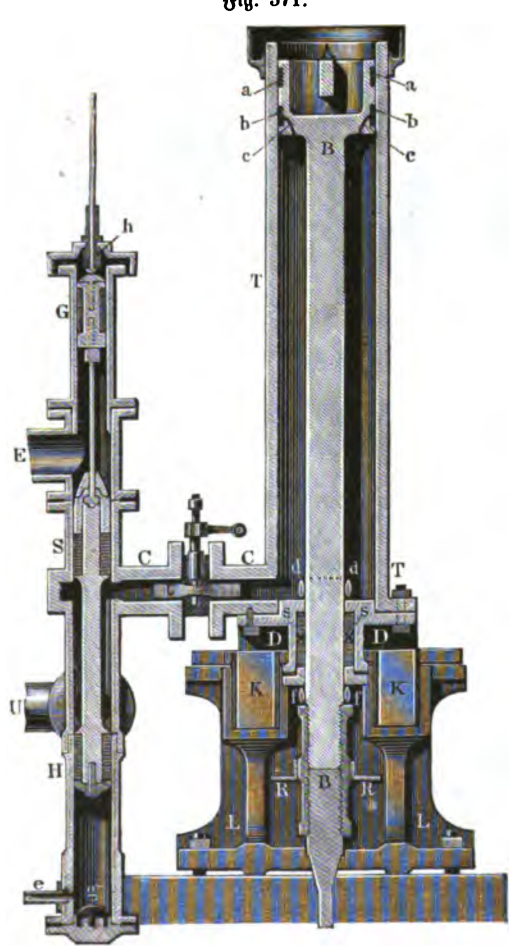
Die Stopfbüchse ist ein auf einer Endfläche des Cylinders aufsitzendes Gehäuse, welches mit Lederscheiben oder Hanfzöpfen so ausgefüttert ist, daß sich die hindurchgehende Kolbenstange leicht bewegen läßt, ohne Wasser oder nach Befinden Dampf, Luft u. s. w. hindurch zu lassen. Bei den Wassersäulenmaschinen ist die Stopfbüchse in der Regel mit Lederscheiben abgelidert, weswegen man sie auch Lederbüchse nennt. Man ersieht aus Fig. 371 in BB die Kolbenstange, DD die Stopfbüchse, deren Liderung durch einen Deckel ff zusammengepreßt wird. Zuweilen bringt man zwischen die Lederscheiben noch einen metallenen Ring mit entsprechenden Schmierrinnen an wie ss. Geht die Kolbenstange durch den Deckel der Stopfbüchse, so erhält der Deckel der Stopfbüchse eine Vertiefung zur Aufnahme der Schmiere, geht sie aber durch die Fußplatte des Cylinders, so muß man die Schmiere künstlich zupressen.

Bei der Clausthaler Maschine hat man auch Schmierpressen angewendet, welche mittelst eines kleinen Kolbens, der durch ein Gewicht niedergedrückt wird, die Schmiere durch eine feine Röhre dem erwähnten

Messingring mit X-förmigem Querschnitt im Innern der Liderung zu-
pressen.

Die Schmiere besteht aus 6 Thln. Schweinefett, 5 Thln. Talg und 1 Thl. Baumöl, besser aber in reinem Olivenöl oder Ochsenklauenöl.

Fig. 371.

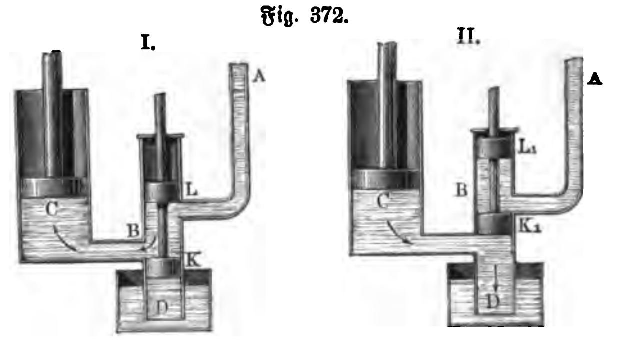


Steuerung. Die Steuerung ist einer der wichtigsten Theile einer §. 147. Wassersäulenmaschine, durch sie wird diese Maschine erst in den Stand gesetzt, ihre Arbeit ohne Unterbrechung zu verrichten. Sie besteht im Wesentlichen aus zwei Hauptvorrichtungen, wovon die eine das abwechselnde Zulassen und Abführen des Kraft- und Betriebswassers zum und vom Treibcylinder unmittel-

bar bewirkt, die andere aber dazu dient, die erste Vorrichtung mit der eigentlichen Kraftmaschine (mit der Treibkolbenstange) zu verbinden, so daß zu ihrer Bewegung eine fremde Hülfe nicht nöthig ist. Wir können recht gut jene Vorrichtung die innere, diese aber die äußere Steuerung nennen.

Was die innere Steuerung anlangt, so kommt davon bei den Wassersäulenmaschinen vorzüglich die Kolbensteuerung vor. Aeltere Maschinen

Fig. 372.

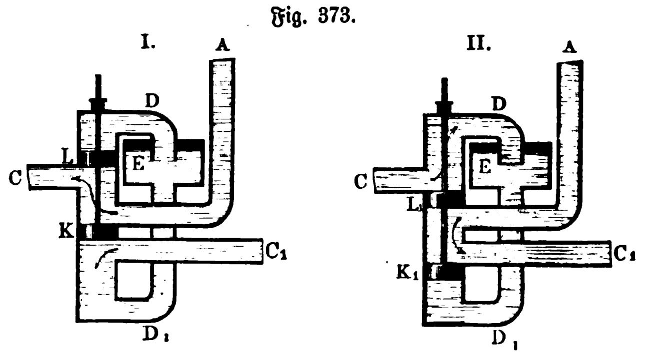


haben eine Hahnsteuerung und neuere Wassersäulenmaschinen sind auch wie die Dampfmaschinen mit Ventil- und Schiebersteuerungen ausgerüstet.

Die Art und Weise, wie die Umsteuerung durch einen Hahn bewirkt wird, ist bereits aus dem Obigen (§. 142) bekannt und die Wirkungsweise eines Steuerkolbens ist aus Folgendem zu ersehen.

Kolbensteuerung. Die Einrichtung der Kolbensteuerung für eine eincylindrige, einfachwirkende Maschine führt Fig. 372 I. u. II. vor Augen.

Fig. 373.



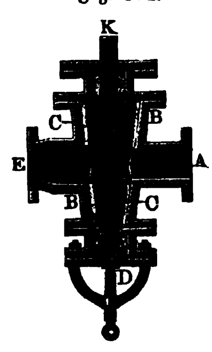
Es ist hier A die Einfallröhre, C der Treibcylinder, B der den Steuerkolben einschließende Steuercylinder, D das Ausgußrohr, sowie K der Steuerkolben und L der sogenannte Gegenkolben, welcher nur dazu dient, durch Erzeugung eines Gegendruckes eine leichtere Bewegung des

Steuerkolbens oder der Steuerkolbenstange zu bewirken. Bei der tiefern Stellung (I.) des Steuerkolbens *K* ist der Treibcylinder mit der Einfallröhre in Verbindung gesetzt, es kann daher der Treibkolben emporsteigen, bei der höhern Stellung (II.) hingegen sperrt der Steuerkolben K_1 das Kraftwasser ab, es kann daher der Treibkolben nur das unter ihm befindliche Wasser bei *D* zum Austritte nöthigen.

Die Einrichtung der Kolbensteuerung für eine doppeltwirkende oder für eine zweicylindrige Wassersäulenmaschine läßt sich aus Fig. 373 I. u. II. ersehen. Es ist auch hier *A* die Einfallröhre, sowie *C* das Communicationsrohr mit dem einen und C_1 mit dem andern Treibcylinder, ferner *D* der Ausguß für den ersten und D_1 der Ausguß für den zweiten Cylinder. Man sieht nun aus I., wie bei der obern Stellung des Steuerkolbens das Kraftwasser mit *C* in Verbindung gesetzt ist, und das todte Wasser aus C_1 durch D_1 nach *E* abfließen kann, und aus II., wie bei der tiefern Kolbenstellung das Kraftwasser nach C_1 treten und das abgesperrte Wasser unter dem Treibkolben von *C* nach *D* fließen und entweichen kann.

Steuerhahn. Der Hahn oder die Piepe kam als Regulator oder Umsteuerungsapparat noch bei den alten Wassersäulenmaschinen zu Bleiberg in Kärnthen und bei den von Schitko construirten Wassersäulenmaschinen zu Schemnitz in Ungarn vor. Er hat die Form eines abgekürzten Kegels und sitzt in einem gleichgestalteten Gehäuse; um ihn leicht drehen zu können, läuft er in schwächere cylindrische Enden aus, die von Stopfbüchsen umgeben werden. Wegen des starken Abführens setzt man ein hartmetallenes Futter in das Hahngehäuse, das sich leicht auswechseln läßt. In Fig. 374 ist *HH* der Hahn, *BB* sein Gehäuse und *CC* dessen Futter, ferner *K* der Kopf, an dem die Umdrehungskraft angreift, und *D* eine Schraube, um den Hahn in seinem Gehäuse nach Bedürfniß zu heben oder zu senken. Die Bohrungen oder Wege des Hahnes sind verschieden, namentlich bei einfachwirkenden einstiefeligen Maschinen anders als bei doppeltwirkenden einstiefeligen oder einfachwirkenden zweicylindrigen Maschinen, wie wir auch schon oben gesehen haben. §. 148.

Fig. 374.



Aendert sich die Bewegungsrichtung des Kraftwassers im Hahne um 90 Grad, so wird der Hahn durch dieses Wasser mit einer Kraft in diagonaler Richtung gegen sein Gehäuse gepreßt, welche bei einer großen Druckhöhe und einem nicht unbedeutenden Querschnitte der Hahnbohrung eine große Reibung und ein starkes Abführen hervorbringt; dieses nachtheilige Verhältniß hat aber Schitko bei seinen Elidirungshähnen, wie Fig. 374 vorstellt, be-

seitigt, er hat nämlich, der Hauptbohrung *a* entgegengesetzt, noch zwei Ausschnitte *b* und b_1 im Hahne angebracht, und diese durch feine Löcher *c* und c_1 mit jener verbunden, so daß sich in ihnen ein Gegendruck bildet, der bei richtiger Größe der Ausschnitte dem Diagonaldrucke in der Hauptbohrung das Gleichgewicht hält.

Zur Verminderung des Abführens oder wenigstens zur Beseitigung des ungleichförmigen Abführens, trägt es ferner noch bei, wenn man den Hahn nicht bloß um 90° hin- und zurückdreht, sondern wenn man denselben immer in derselben Richtung im Kreise herumführt, weil dadurch nach und nach alle Theile im Umfange des Hahnes mit allen Theilen der innern Mantelfläche in Berührung kommen. Die Hähne sind zuerst vom Herrn Bergrath Brendel angewendet worden und finden sich auch bei den Freiberger, von Herrn Brendel construirten Wassersäulenmaschinen vor. Die näheren Verhältnisse der Brendel'schen Steuerung werden wir aber weiter unten näher kennen lernen.

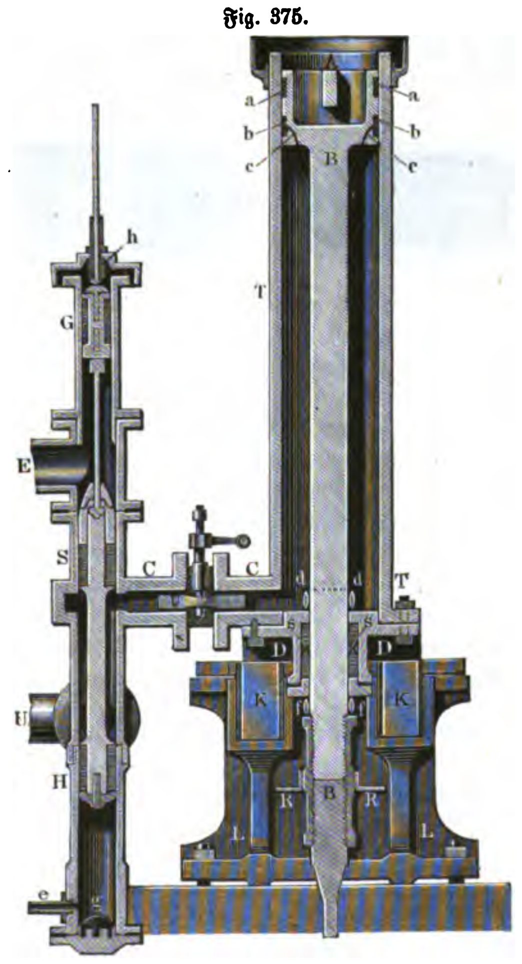
§. 149. **Steuerkolben.** Was nun die Kolbensteuerung anlangt, so wendet man bei derselben meist Kolben mit Packwerk von über einander liegenden Lederscheiben an, ähnlich wie wir oben (§. 146) bei der Liderung der Stopfbüchsen angegeben haben. Bei der Maschine zu Huelgoat ging der aus Kanonenmetall bestehende Steuerkolben anfangs 7 Jahre ohne Liderung, er wurde aber, da er sich um 1 mm abgeschliffen hatte, während der Anwesenheit des Verfassers (1839) durch einen neuen ersetzt, der mit einem aus 24 zusammengepreßten Lederscheiben bestehenden, 0,13 m hohen, vollkommen abgedrehten Packwerk versehen war. Reichenbach hat auch Kolben mit einem zinnernen Liderringe angewendet, und in der neuern Zeit hat man bei den bayerischen Maschinen eine vereinigte Lederstulp- und Zinnringliderung vortheilhaft gefunden.

Wenn am Ende des Treibkolbenspieles der Steuerkolben *S*, Fig. 375, emporsteigt und die Wassersäule allmälig vom Cylinder *TT* absperrt, also das Wasser in seiner Bewegung auf dem Wege *EC* gehemmt wird, so preßt es den Steuerkolben einseitig, und es giebt dadurch zu einem sehr starken Abführen des Steuerkolbens Veranlassung; um dies zu verhindern, führt man das Ende des Communicationsrohres *CD*, Fig. 376 (S. 554), ganz um den Steuercylinder *S* herum, so daß es diesen vollkommen umschließt, und das Wasser von allen Seiten her auf den auf- oder niedersteigenden Kolben drückt. Jedenfalls leidet bei dieser Einrichtung die Liderung noch etwas, weil sie sich hier beim Durchgange durch *CD* ausdehnen kann und bei dem höhern oder tiefern Kolbenstande wieder zusammengedrückt wird, und deshalb ist denn die Zu- und Abführung des Wassers aus dem Steuercylinder in den Treibcylinder durch Löcher, wie Fig. 377 im horizontalen Durchschnitte

vor Augen führt, in dieser Beziehung noch besser, obwohl in anderer Beziehung wieder ein Nachtheil nämlich dem durchfließenden Wasser ein größeres hydraulisches Hinderniß erwächst.

Von Wichtigkeit auf den Gang einer Wassersäulenmaschine ist noch die Form des Steuerkolbens *S*, Fig. 375. Es darf nämlich die Verbindung

Fig. 375.



zwischen *C* und *E* nicht plötzlich aufgehoben und dadurch die Bewegung der Wassersäule in der Einfallröhrentour nicht momentan vernichtet werden, weil sonst eine bedeutende Erschütterung in der Maschine, die sich auch durch ein starkes Geräusch kundgiebt, entsteht, welche nicht selten das Zersprengen der Röhren oder das Ausgehen derselben in den Schlössern zur Folge gehabt

hat. Um diesen Stoß oder den sogenannten Widder des Wassers zu beseitigen, ist es daher nöthig, das Absperren des Kraftwassers allmälig vor sich gehen lassen. Dies ist aber nur durch eine langsame Bewegung und durch eine besondere Form des Steuerkolbens zu bewirken. Von den Mitteln, eine langsame Steuerkolbenbewegung hervorzubringen, kann erst in der Folge die Rede sein, was aber die Gestaltung des Kolbens anlangt, so ist es nöthig, den Kopf des letztern, oder vielmehr denjenigen Theil desselben, welcher die Absperrung zunächst bewirkt, conisch zu formen, oder auf denselben

Fig. 376.

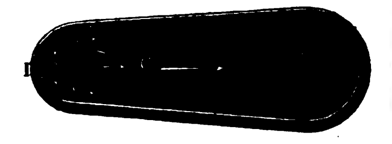
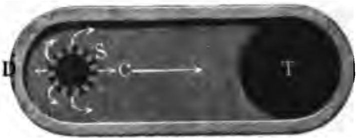


Fig. 377.



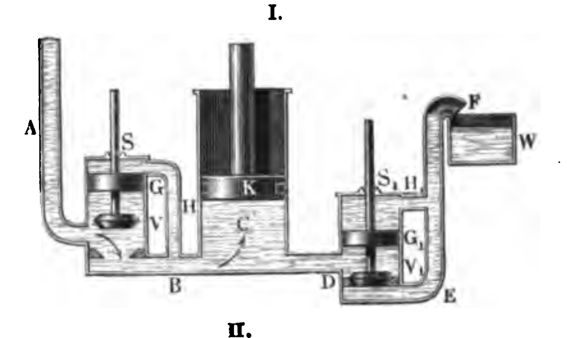
einen conischen Hut aufzusetzen, welcher eine ringförmige Mündung zwischen C und E freiläßt, die sich mit dem Aufgange des Steuerkolbens allmälig mehr und mehr verengt, bis sie endlich ganz verschwindet und dadurch die Verbindung aufgehoben wird. Außerdem bringt man auch wohl noch Einschnitte oder Furchen in dem Kolbenstocke selbst an, welche, von oben nach unten gehend, sich zuletzt allmälig verlaufen, so daß anfangs noch immer eine schwache Communication zwischen C und E übrig bleibt, wenn auch der eigentliche Steuerkolbenstock schon ringsum von dem Steuercylinder umschlossen wird, und dieser Kolben erst nach Durchlaufen des letzten Theiles seines Weges vollkommen absperrt. Bei der Wassersäulenmaschine zu Clausthal ist die conische Form und die Furchung des Steuerkolbens zugleich angewendet; bei der Maschine zu Huelgoat hingegen ist dieser übrigens faßförmig abgerundete Kolben mit 10 Ausschnitten versehen.

§. 150. **Ventil- und Schiebersteuerung.** Die Art und Weise, wie sich die Steuerung einer Wassersäulenmaschine durch Ventile einrichten läßt, führt Fig. 378 I. und II. vor Augen. Es ist hier V das Einlaß- und V_1 das Auslaßventil, jedes in einem besondern Steuercylinder S und S_1 enthalten. Beim Aufgange des Treibkolbens (in I.) ist V geöffnet und V_1 geschlossen, so daß das Wasser ungehindert aus der Einfallröhre A durch die Ventilöffnung hindurch und mittelst des Verbindungsrohres B nach dem Treibcylinder C treten kann; beim Niedergange des Treibkolbens (in II.) ist hingegen V geschlossen und V_1 geöffnet, so daß das Wasser aus dem Treibcylinder C durch das Verbindungsrohr D und durch die Oeffnung des Ventils V_1 hindurch nach dem Austragerohr EF strömen und in den Wasserkasten W ausfließen kann. Um die Bewegung der Ventile so viel wie möglich zu erleichtern, wendet man noch Gegenkolben G und G_1 an,

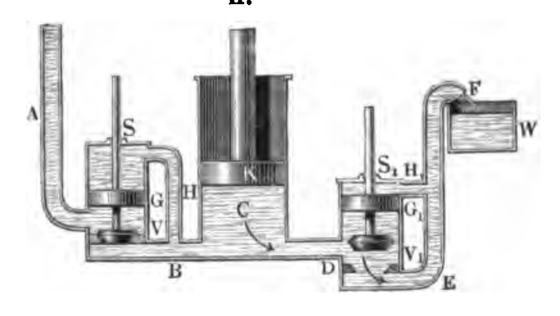
welche mit den entsprechenden Ventilen auf eine und dieselbe Stange zu sitzen kommen, und setzt den Raum über dem ersten Gegenkolben (G) durch

Fig. 378.

I.

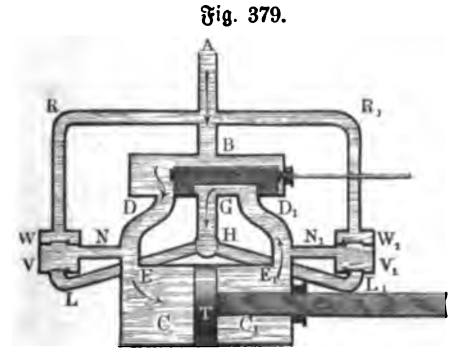


II.



ein Rohr H mit dem Verbindungsrohre B, sowie den Raum über dem zweiten Gegenkolben (G_1) durch ein Rohr H_1 mit der Austrageröhre EF in Verbindung. Ist der Querschnitt eines solchen Kolbens nahe gleich dem des mit ihm auf derselben Stange sitzenden Ventiles, so drückt dann das Wasser auf die ganze Verbindung fast eben so stark ab- als aufwärts, und es fordert daher die Bewegung derselben nur eine kleine Kraft.

Fig. 379.



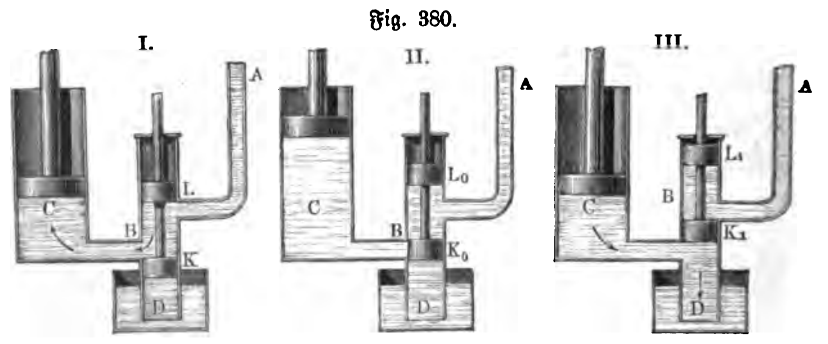
Die Wirkungsweise einer *Schiebersteuerung* ist aus einer in Fig. 379 abgebildeten *liegenden doppeltwirkenden Wassersäulenmaschine* zu ersehen. Beim Hingange des Treibkolbens T fließt das Wasser aus der Einfallröhre AB bei B

in die Steuerkammer BDD_1 und von da bei D in das nach dem Treibcylinder C führende Verbindungsrohr DE, während das auf der andern Seite des Kolbens befindliche todte Wasser aus C_1 durch E_1D_1 und die Schieberhöhlung nach dem Austragerohre H entweicht. Hat der Treibkolben seinen Hinweg zurückgelegt, so wird der Schieber S zurückgeschoben, so daß er die entgegengesetzte Stellung einnimmt. Hierbei kommt die Aushöhlung im Schieber S über die Mündung D des Verbindungsrohres DE und über die Mündung G der Abfluß- oder Austragröhre GH zu stehen, so daß das Kraftwasser auf dem Wege ABD_1E_1 zum Treibcylinder C_1 gelangen und den Treibkolben zurücktreiben, sowie das vom letztern aus dem Treibcylinder C herausgedrückte Wasser durch die Schieberhöhlung hindurch in die genannte Röhre GH treten und zum Ausflusse gelangen kann. Ist der Treibkolben wieder links angelangt, so wird der Schieber wieder rechts geschoben und es beginnt bei der abgebildeten Stellung desselben ein neues Kolbenspiel.

Die übrige Einrichtung der Steuerung wird weiter unten beschrieben werden.

§. 151. **Eigenthümlichkeit der Steuerung von Wassersäulenmaschinen.** Die Vorrichtung zur Bewegung der Steuerung einer Wassersäulenmaschine ist eine ziemlich complicirte, und deshalb meist zusammengesetzter als bei den Dampfmaschinen, weil man es hier mit einem fast

Fig. 380.



incompressibeln und unausdehnbaren Körper, dem Wasser, zu thun hat, welches sogleich seinen Druck verliert, wenn es auf allen Seiten von der drückenden Wassersäule abgesperrt wird. In dem Augenblicke, in welchem der Steuerkolben K_0, Fig. 380 II., bei seinem Aufgange das Druckwasser AB vom Treibcylinder C absperrt, ist auch der Druck des Wassers auf den Treibkolben aufgehoben, und es durchläuft dann der letztere in Folge seiner Trägheit noch einen kleinen Weg, ohne daß ihm das darunter befindliche Wasser folgen kann. Es entsteht folglich hierbei unter dem Treibkolben ein luftleerer Raum, und es bleibt nur noch der Druck der Luft auf die äußere Kolben-

fläche in Wirksamkeit. Bezeichnet h die Druckhöhe des Wassers vor dem Absperren durch den Steuerkolben, ferner b die Höhe einer den Atmosphärendruck messenden Wassersäule, sowie F den Inhalt der Treibkolbenfläche und γ das specifische Gewicht (1000 kg) des Wassers, so ist die der Treibkolbenlast gleich zu setzende Kraft des Wassers vor dem Absperren:

$$P = Fh\gamma,$$

dagegen die durch den Druck der Luft auf die äußere Kolbenfläche nach dem Absperren erwachsende Vergrößerung der Kolbenlast:

$$P_1 = F\mathfrak{b}\gamma,$$

und daher die ganze Last des Treibkolbens, wodurch derselbe nach dem Absperren des Kraftwassers in Ruhe versetzt wird:

$$P + P_1 = F(h + \mathfrak{b})\gamma.$$

Bezeichnet nun noch $M = \frac{G}{g}$ die träge Masse des Kolbens sammt Gestänge, sowie v die Geschwindigkeit desselben im Augenblicke des Absperrens, und folglich $\frac{Mv^2}{2} = \frac{Gv^2}{2g}$ das Arbeitsvermögen der trägen Masse der Maschine, so läßt sich der Weg l_1, welchen der Treibkolben nach dem Absperren zurücklegt, bis er zur Ruhe übergeht, durch den Ausdruck

$$l_1 = \frac{\text{Arbeit}}{\text{Kraft}} = \frac{G}{F(h + \mathfrak{b})\gamma}\frac{v^2}{2g}$$

bestimmen.

Da nun v klein ist, meist nicht über 0,3 m, folglich $\frac{v^2}{2g}$ nicht über 0,0046 m beträgt, und auch das Verhältniß $\frac{G}{F(h + \mathfrak{b})\gamma}$ meist nur eine mäßige Größe hat, so fällt der Weg l_1 des Treibkolbens während seiner verzögerten Bewegung nur sehr klein aus.

Wenn nun der Steuerkolben mit der Kraftmaschine unmittelbar in Verbindung stände und daher die Bewegung des Steuerkolbens von der des Treibkolbens abhinge, so würde dieser Kolben während der Zurücklegung seines letzten Wegtheiles l_1 nicht im Stande sein, die Umsteuerung vollständig zu beendigen, d. i. den Steuerkolben aus der Stellung K_0 (II.) in diejenige K_1 (III.) zu bringen, wobei das Aufschlagwasser durch das Austragrohr D abfließen und der Treibkolben ungehindert niedergehen kann.

Noch ungünstiger stellt sich dieses Verhältniß heraus, wenn der Treibkolben am Ende seines Rückweges durch Herabschieben des Steuerkolbens das Umsteuern bewirken soll. Wenn hierbei der Steuerkolben nach K_0 (II.) gekommen ist, so wird dem austretenden Wasser durch K_0 der Weg durch den

Steuercylinder gänzlich versperrt und folglich auch der niedergehende Treibkolben plötzlich in seiner Bewegung aufgehalten. Mit diesem fast momentanen Anhalten der trägen Massen des Treibkolbens sammt Gestänge u. s. w. ist nun nicht allein eine bedeutende und höchst nachtheilige Erschütterung der Maschine, sondern auch der Nachtheil verbunden, daß nun auch der Steuerkolben nicht weiter abwärts bewegt wird und folglich die ganze Arbeitsverrichtung ihr Ende erreicht hat.

Diese Unzulänglichkeiten kommen übrigens nicht allein bei der Kolbensteuerung, sondern auch bei allen übrigen Steuerungen in ähnlicher Art vor. Es ist daher nöthig, dieselben durch besondere mechanische Hülfsmittel zu beseitigen.

§. 152. **Hülfsmittel einer regelmässigen Steuerung.** Die mechanischen Hülfsmittel zur Herstellung einer regelmäßigen Steuerung der Wassersäulenmaschinen sind verschieden, je nachdem die Maschine

1. bloß eine geradlinig auf- und nieder-, oder hin- und zurückgehende Bewegung hat, oder

2. dieselbe außer ihrer ursprünglich absetzend geradlinigen Bewegung noch eine stetige Kreisbewegung besitzt, welche letztere natürlich durch besondere Zwischenmaschinen erst aus der erstern abgeleitet werden muß.

Die Umsetzung der absetzenden geradlinigen Bewegung in eine stetige Kreisbewegung ist jedoch an einer eincylindrigen einfachwirkenden Wassersäulenmaschine nicht leicht ausführbar; es gehört hierzu mindestens eine doppeltwirkende Wassersäulenmaschine. Durch zwei gekuppelte doppeltwirkende Maschinen, wovon die eine um den halben Hub vor der andern vorausgeht, wird derselbe Zweck noch vollkommener erreicht, wie dies noch ausführlicher bei den Dampfmaschinen besprochen werden wird, wo diese Art von Bewegung eine sehr häufige ist.

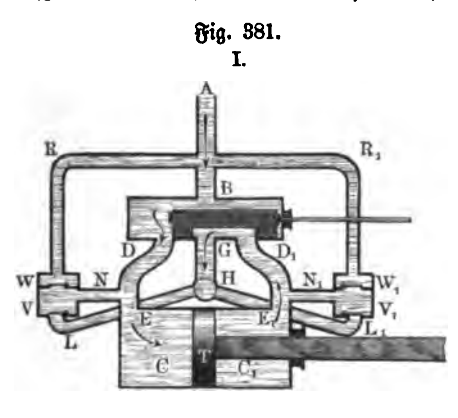
Bei diesen Wassersäulenmaschinen mit stetiger Kreisbewegung verbindet man die Steuerkolbenstange so mit dem Rotationsmechanismus, daß sie von demselben in derselben Zeit einmal auf- und nieder- oder hin- und zurückbewegt wird, während der Treibkolben ein vollständiges Spiel verrichtet. Damit hierbei der letztere in seiner Bewegung nicht unterbrochen oder gestört werde, bedient man sich folgender Hülfsmittel:

1. Man giebt dem Steuerkolben K_0 (II., Fig. 380) eine so kleine Höhe, daß er beim Durchgange durch die Einmündung des Verbindungsrohres in den Steuercylinder diese Mündung nicht ganz verschließt und folglich über oder unter K_0 eine Verbindung des Treibcylinders mit dem Steuercylinder übrig bleibt. In diesem Falle fließt während des mittlern Standes des Steuerkolbens eine kleine Wassermenge unmittelbar aus A nach D und wird folglich der Maschine Kraftwasser entzogen.

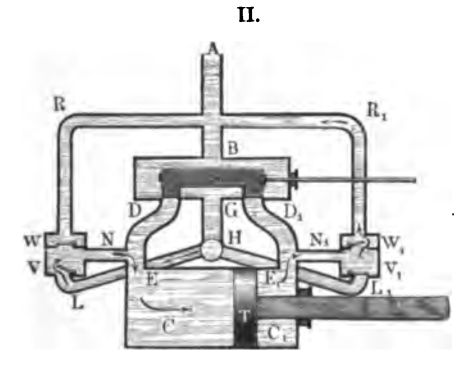
2. Man führt vom Verbindungsrohre aus eine Seitenröhre in das Austragrohr oder in das Unterwasser und verschließt deren Einmündung in das erstere durch ein sich nach innen öffnendes Ventil (Saugventil), sowie eine Seitenröhre in das Einfallrohr und versperrt deren Einmündung in das Verbindungsrohr durch ein Ventil (Steigventil), welches sich nach außen, d. i. nach diesem Seitenrohre zu, öffnet. Wenn nun der Steuerkolben K bei seinem Aufgange in die Stellung K_0 (II., Fig. 380) kommt, und folglich den Zutritt des Wassers aus A nach C verhindert, so öffnet sich das erstere der genannten Ventile und es wird hierbei so viel Wasser aus dem Austragrohre angesaugt, als nöthig ist, um den während dieser Absperrung vom Treibkolben durchlaufenen Raum auszufüllen; wenn hingegen der Steuerkolben bei seinem Niedergange in die angegebene Stellung gelangt, und folglich der Abfluß des Wassers aus C nach D verhindert wird, so öffnet sich das zweite oder Steigventil, und es wird das während dieses Verschlusses vom Treibkolben verdrängte Wasser durch dieses Ventil hindurch- und in die Einfallröhre zurückgedrängt.

Fig. 381.

I.



II.



Obgleich bei dem Eröffnen dieser Ventile die Treibkolbenkraft große Veränderungen erleidet, so erwächst jedoch daraus noch keineswegs ein Stoß, sondern nur eine entsprechende Geschwindigkeitsveränderung des Treibkolbens.

Das Spiel einer solchen Steuerung mit Saug- und Druckventil ist aus Fig. 381 I. und II. zu ersehen, welche eine doppeltwirkende liegende Wassersäulenmaschine mit Rotationsbewegung vorstellt, wobei das Steuerkolbensystem durch einen Schieber oder Schiebventil ersetzt ist. Bei der Stellung des Schiebers S in I. fließt das Aufschlagwasser aus der

Steuercylinder gänzlich versperrt und folglich auch der niedergehende Treibkolben plötzlich in seiner Bewegung aufgehalten. Mit diesem fast momentanen Anhalten der trägen Massen des Treibkolbens sammt Gestänge u. s. w. ist nun nicht allein eine bedeutende und höchst nachtheilige Erschütterung der Maschine, sondern auch der Nachtheil verbunden, daß nun auch der Steuerkolben nicht weiter abwärts bewegt wird und folglich die ganze Arbeitsverrichtung ihr Ende erreicht hat.

Diese Unzulänglichkeiten kommen übrigens nicht allein bei der Kolbensteuerung, sondern auch bei allen übrigen Steuerungen in ähnlicher Art vor. Es ist daher nöthig, dieselben durch besondere mechanische Hülfsmittel zu beseitigen.

§. 152. **Hülfsmittel einer regelmässigen Steuerung.** Die mechanischen Hülfsmittel zur Herstellung einer regelmäßigen Steuerung der Wassersäulenmaschinen sind verschieden, je nachdem die Maschine

1. bloß eine geradlinig auf- und nieder-, oder hin- und zurückgehende Bewegung hat, oder

2. dieselbe außer ihrer ursprünglich absetzend geradlinigen Bewegung noch eine stetige Kreisbewegung besitzt, welche letztere natürlich durch besondere Zwischenmaschinen erst aus der erstern abgeleitet werden muß.

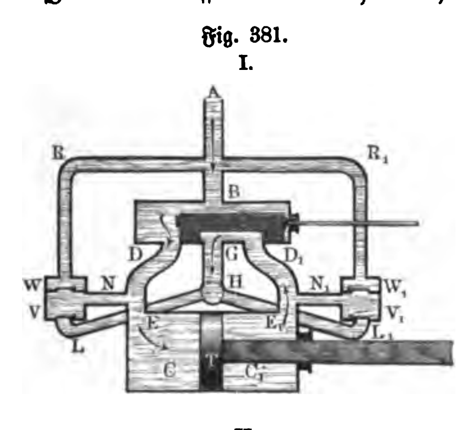
Die Umsetzung der absetzenden geradlinigen Bewegung in eine stetige Kreisbewegung ist jedoch an einer eincylindrigen einfachwirkenden Wassersäulenmaschine nicht leicht ausführbar; es gehört hierzu mindestens eine doppeltwirkende Wassersäulenmaschine. Durch zwei gekuppelte doppeltwirkende Maschinen, wovon die eine um den halben Hub vor der andern vorausgeht, wird derselbe Zweck noch vollkommener erreicht, wie dies noch ausführlicher bei den Dampfmaschinen besprochen werden wird, wo diese Art von Bewegung eine sehr häufige ist.

Bei diesen Wassersäulenmaschinen mit stetiger Kreisbewegung verbindet man die Steuerkolbenstange so mit dem Rotationsmechanismus, daß sie von demselben in derselben Zeit einmal auf- und nieder- oder hin- und zurückbewegt wird, während der Treibkolben ein vollständiges Spiel verrichtet. Damit hierbei der letztere in seiner Bewegung nicht unterbrochen oder gestört werde, bedient man sich folgender Hülfsmittel:

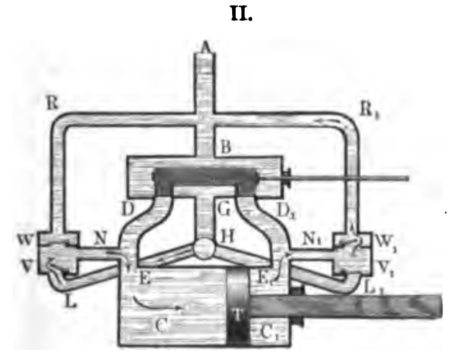
1. Man giebt dem Steuerkolben K_0 (II., Fig. 380) eine so kleine Höhe, daß er beim Durchgange durch die Einmündung des Verbindungsrohres in den Steuercylinder diese Mündung nicht ganz verschließt und folglich über oder unter K_0 eine Verbindung des Treibcylinders mit dem Steuercylinder übrig bleibt. In diesem Falle fließt während des mittlern Standes des Steuerkolbens eine kleine Wassermenge unmittelbar aus A nach D und wird folglich der Maschine Kraftwasser entzogen.

2. Man führt vom Verbindungsrohre aus eine Seitenröhre in das Austragrohr oder in das Unterwasser und verschließt deren Einmündung in das erstere durch ein sich nach innen öffnendes Ventil (Saugventil), sowie eine Seitenröhre in das Einfallrohr und versperrt deren Einmündung in das Verbindungsrohr durch ein Ventil (Steigventil), welches sich nach außen, d. i. nach diesem Seitenrohre zu, öffnet. Wenn nun der Steuerkolben K bei seinem Aufgange in die Stellung K_0 (II., Fig. 380) kommt, und folglich den Zutritt des Wassers aus A nach C verhindert, so öffnet sich das erstere der genannten Ventile und es wird hierbei so viel Wasser aus dem Austragrohre angesaugt, als nöthig ist, um den während dieser Absperrung vom Treibkolben durchlaufenen Raum auszufüllen; wenn hingegen der Steuerkolben bei seinem Niedergange in die angegebene Stellung gelangt, und folglich der Abfluß des Wassers aus C nach D verhindert wird, so öffnet sich das zweite oder Steigventil, und es wird das während dieses Verschlusses vom Treibkolben verdrängte Wasser durch dieses Ventil hindurch- und in die Einfallröhre zurückgedrängt.

Fig. 381.
I.



II.



Obgleich bei dem Eröffnen dieser Ventile die Treibkolbenkraft große Veränderungen erleidet, so erwächst jedoch daraus noch keineswegs ein Stoß, sondern nur eine entsprechende Geschwindigkeitsveränderung des Treibkolbens.

Das Spiel einer solchen Steuerung mit Saug- und Druckventil ist aus Fig. 381 I. und II. zu ersehen, welche eine doppeltwirkende liegende Wassersäulenmaschine mit Rotationsbewegung vorstellt, wobei das Steuerkolbensystem durch einen Schieber oder Schiebventil ersetzt ist. Bei der Stellung des Schiebers S in I. fließt das Aufschlagwasser aus der

Einfallröhre AB in die Schieberkammer BDD_1 und von da durch das Verbindungsrohr DE in den Treibcylinder C, und treibt dabei den Treibkolben von links nach rechts, während das Wasser, welches vorher gewirkt hat, durch das Rohr $E_1 D_1$ in die Schieberhöhlung S und von da durch das Austragrohr GH geführt wird. Gegen Ende des Treibkolbenschubes hat sich der Schieber S (II.) so weit nach links bewegt, daß er die Einmündungen D und D_1 von beiden Verbindungsröhren in der Steuerkammer bedeckt, und folglich weder Wasser aus der Einfallröhre AB nach dem Treibcylinder, noch Wasser aus dem letztern in die Austragröhre GH gelangen kann. Bei der weitern Fortbewegung des Treibkolbens öffnet sich das linke Saugventil V, wobei eine Verbindung des linken Cylinderraumes C mit der Austragröhre H hergestellt und Wasser aus H durch das Rohr HL nach V und von da weiter durch NE nach dem Treibcylinder geführt wird; und ebenso öffnet sich das rechte Druckventil W_1, wobei die Communication des rechten Cylinderraumes C_1 mit der Einfallröhre AB hervorgebracht und der Abfluß des Wassers aus C_1 mittelst der Röhren N_1 und R_1 nach der Einfallröhre ermöglicht wird. Später rückt der Schieber noch weiter nach links, wobei die Einmündung D_1 des Verbindungsrohres $E_1 D_1$ in die Steuerkammer frei wird und sich die Schieberhöhlung über die Einmündungen D und G stellt. Das nun auf die rechte Kolbenfläche drückende Kraftwasser schiebt den Treibkolben von rechts nach links, während das vor der linken Kolbenfläche befindliche Wasser aus C auf dem Wege $EDGH$ zum Ausflusse gelangt. Nun nimmt auch der Schieber eine umgekehrte Bewegung an und deckt auf eine kurze Zeit die Einmündungen D und D_1 der Verbindungsröhren zum zweiten Male, wobei sich das rechte Saugventil V_1, sowie das linke Druckventil W öffnet, und folglich der Treibkolben ohne weitere Störung seinen Rückweg vollenden kann.

§. 153. **Steuerungsarten.** Bei den einfachwirkenden und überhaupt bei allen denjenigen Wassersäulenmaschinen, welche bloß eine absetzende Bewegung in gerader Linie haben, ist es nicht möglich, die Steuerung unmittelbar mit der Kraftmaschine zu verbinden, oder die Bewegung der Steuerkolbenstange unmittelbar von der Bewegung der Treibkolbenstange abzuleiten, da hier in dem Augenblicke, wo der Steuerkolben oder Steuerschieber die Verbindung des Treibcylinders mit dem Steuercylinder oder der Steuerkammer aufhebt, nicht allein der Treibkolben, sondern auch der mit ihm verbundene Steuerkolben zur Ruhe kommt. Damit der Steuerkolben den übrigen Theil seines Weges zurücklegen kann, während der Treibkolben stillsteht, ist daher noch ein Zwischenapparat erforderlich, welcher auch noch dann auf den Steuerkolben wirkt, wenn der Treibkolben bereits zur Ruhe übergegangen ist. Dieser Apparat kann aber im Wesentlichen bestehen:

1. in einem Gewichte, welches von der Kolbenstange bei ihrem Aufgange mit emporgehoben und von ihr in dem Augenblicke fallen gelassen wird, wenn sie ihren Weg zurückgelegt hat, oder

2. in einer Feder, welche während der Treibkolbenbewegung gespannt und am Ende derselben losgelassen wird, oder endlich

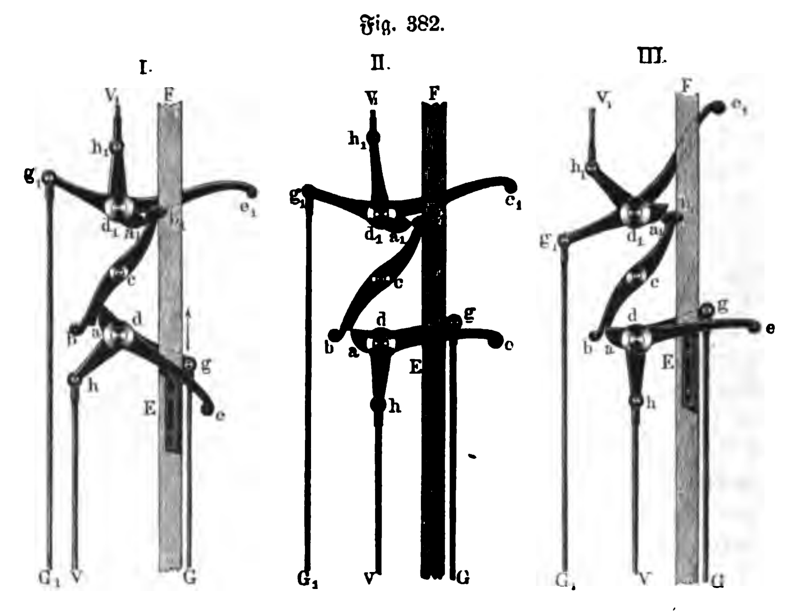
3. in einer zweiten oder Hülfswassersäulenmaschine, welche von der Kraftmaschine unmittelbar gesteuert wird, und deren Treibkolben die Steuerkolbenstange in Bewegung setzt, während der Treibkolben der Hauptmaschine seinen letzten Wegtheil durchläuft und auf eine kurze Zeit ruht. Man hat also hiernach von einander zu unterscheiden: Gewichtssteuerung, Federsteuerung und Wasserdrucksteuerung.

Die Gewichtssteuerung besteht hauptsächlich aus einem Mechanismus, durch welchen die Kraftmaschine während ihrer Bewegung ein Gewicht hebt, welches bei seinem Niederfallen im Augenblicke, wenn der Zugang zu dem Treibcylinder von dem Steuerhahn oder Steuerkolben u. s. w. versperrt ist, diesen Steuerkörper durch die zweite Hälfte seines vorgeschriebenen Weges führt und auf diese Weise das Umsteuern bewirkt. Man findet die Gewichtssteuerung bei den älteren und unvollkommeneren Wassersäulenmaschinen unter den Namen Fallbocksteuerung, Hammersteuerung, Wagensteuerung, Pendelsteuerung u. s. w. angewendet; in neueren Zeiten hat man auch die Gewichte zur Umsteuerung durch Ventile und zwar in der Art angebracht, daß die Kraftmaschine das Zuschließen des einen und das fallende Gewicht das Eröffnen des andern Ventils besorgt. Die Einrichtung einer solchen Gewichtssteuerung ist ganz dieselbe wie bei Dampfmaschinen mit Ventilsteuerung. Im Wesentlichen besteht dieses Steuerungssystem aus mehreren Hebeln in Verbindung mit einem Sperrhaken oder einer Sperrklinke, weshalb man sie auch Hebelsteuerung oder Sperrklinkensteuerung nennt.

Sperrhaken. Der wesentlichste Bestandtheil bei der Hebelsteuerung §. 154.
ist die Sperrklinke; dieselbe ist nöthig, um das Verschließen der Ventile durch die Maschine unmittelbar und das Oeffnen derselben durch niederfallende Gewichte hervorbringen zu können. Wie dies möglich ist, wird aus der Beschreibung der Fig. 382 I., II. und III. (a. f. S.) erhellen. Die Sperrklinke selbst ist bcb_1; sie läßt sich um die horizontale Axe c drehen und endigt sich in Haken b und b_1. Unter derselben befindet sich eine horizontale Welle d mit einem Zahne a und mit drei Armen e, g, h, und über derselben eine solche Welle d_1 mit einem Zahne oder Dorne a_1 und drei Armen e_1, g_1 und h_1. In I. greift der Zahn a_1 in den Haken b_1, wogegen a über b steht; in II. ist der Eingriff zwischen a_1 und b_1 aufgehoben, und in III. greift der Zahn a in den Haken b und es liegt a_1 über b_1; geht in I. a nieder,

so erleidet bcb_1 eine kleine Drehung und es hakt sich, wie in II., a_1 aus b_1; geht aber in III. a_1 nieder, so erfolgt eine umgekehrte Bewegung von bcb_1 und es wird a aus b ausgehakt. Sind nun an den Armen dg und $d_1 g_1$ beider Wellen d und d_1 Gewichte G und G_1 angehangen, so werden dieselben die Wellen in Umdrehung setzen, sobald ihre Zähne a und a_1 frei sind oder sich von den Fesseln der Sperrklinke befreit haben; und sind nun noch an den Armen dh und $d_1 h_1$ mittelst Stangen hV und $h_1 V_1$ u. s. w. die Steuerventile angeschlossen, so werden dieselben durch dieses Niederfallen der Gewichte geöffnet. Zur Umdrehung der Wellen d und d_1 nach den entgegengesetzten Richtungen dienen ferner die Arme oder Klauen de und $d_1 e_1$.

Fig. 382.

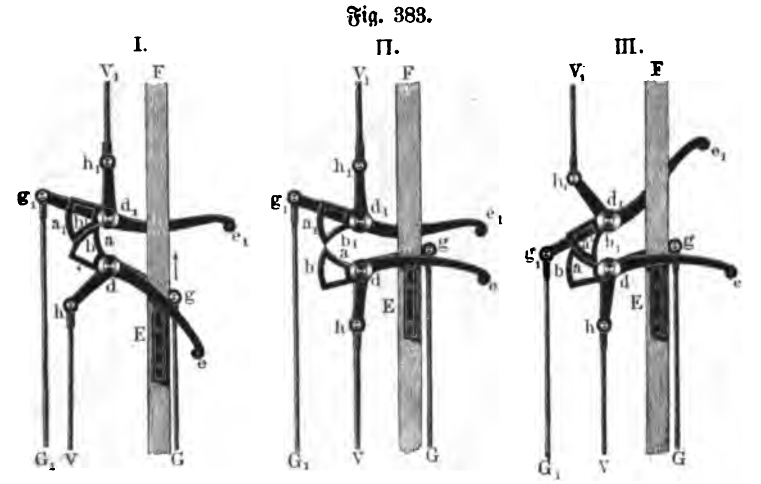


Wird de (I.) von unten nach oben geführt, so geht hV nieder, es verschließt sich folglich das Ventil V, es wird aber auch a_1 frei; es fällt nun $g_1 G_1$ nieder und zieht dabei V_1 auf; wird hingegen $d_1 e_1$ (III.) von oben nach unten geführt, so steigt $h_1 V_1$, es verschließt sich also auch V_1 wieder, dagegen hakt sich a aus, es fällt G nieder und zieht dabei hV in die Höhe, und öffnet daher das mit V verbundene Ventil. Dieses Heben und Niederdrücken der Arme de und $d_1 e_1$ wird durch eine Stange EF, die sogenannte Steuerstange, hervorgebracht, welche mit dem Treibkolben zugleich auf- und niedergeht. Zu diesem Zwecke sind auf entgegengesetzten Seiten derselben zwei Daumen oder sogenannte Knaggen E und F angeschraubt, von denen der eine (E) nahe am Ende des Kolbenaufganges die Klaue de, der

andere (F) aber nahe am Ende des Kolbenniederganges der Klaue $d_1 e_1$ ergreift und mit sich fortnimmt.

Eine etwas vereinfachte Hebelsteuerung ist in Fig. 383 I., II. und III. abgebildet. Es ist hier der Sperrhaken durch zwei Kreissectoren ab und $a_1 b_1$ ersetzt, welche einander abwechselnd erfassen und freilassen. Uebrigens ist diese Steuerung ganz wie die unten in Fig. 382 abgebildete Steuerung eingerichtet, und es stehen auch die gleichen Buchstaben in beiden Figuren bei denselben Theilen. Geht die Steuerstange oder der Steuerbaum EF mit dem Treibkolben empor, so ergreift die Knagge E (I.) den Hebel de und hebt denselben empor; dabei steigt auch G, dagegen wird das Ventil bei V verschlossen; zugleich zieht sich aber auch b zurück und es wird b_1 frei, wie nun II. vor Augen führt. Jetzt fällt G_1 nieder, es legt sich a_1 in a und

Fig. 383.

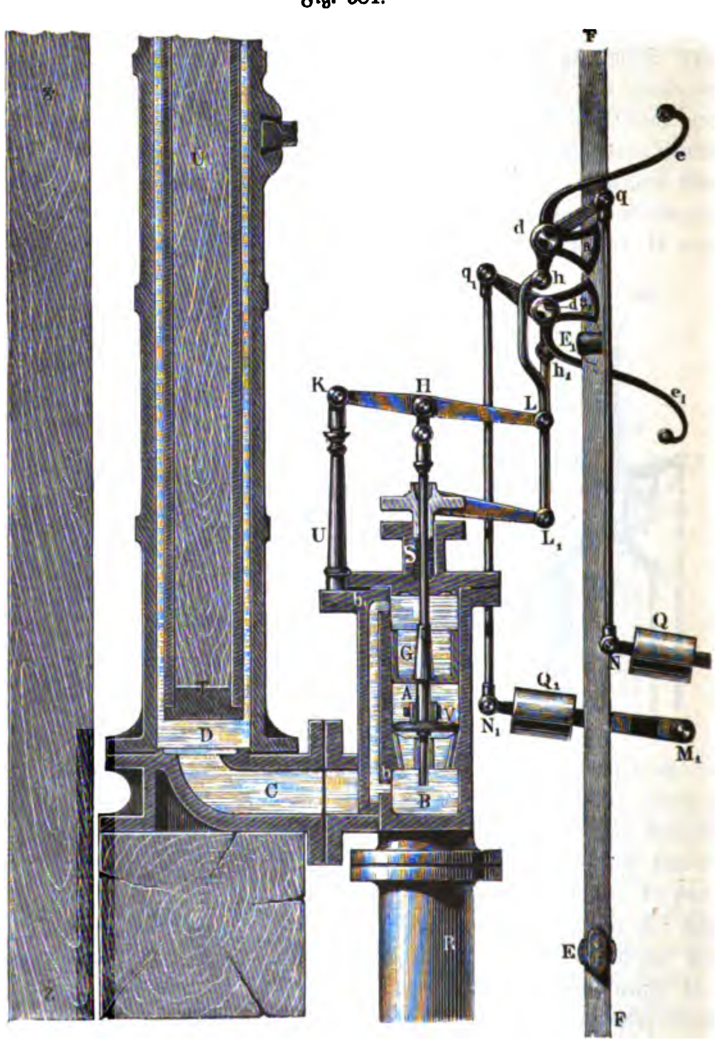


es öffnet sich das Ventil bei V_1, wie in III. zu sehen ist. Der nun niedergehende Treibkolben führt auch die Stange FG abwärts und eine andere Knagge an der Hinterseite dieser Stange ergreift nahe am Ende des Niederganges den Hebel $d_1 e_1$ und schiebt diesen nieder, so daß wieder die Stellung II. eintritt und dabei G_1 angehoben und V_1 geschlossen wird. Auch hakt sich hierbei a_1 aus a und es fällt nun G ungehindert nieder, ferner legt sich b in b_1 und es öffnet sich dabei V, so daß nun das Kraftwasser von unten zutreten, den Kolben emportreiben und das vorige Spiel sich wiederholen kann.

Wassersäulenmaschine mit Gewichtssteuerung. Die Einrichtung und Wirkungsweise einer Wassersäulenmaschine mit Gewichtssteuerung läßt sich aus Fig. 384 (a. f. S.) ersehen. Dieselbe ist §. 155.

im Wesentlichen die Durchschnittszeichnung von einer von Harvey u. Co. zu Hayle in Cornwall für ein Gefälle von 60 m construirten Wassersäulenmaschine.

Fig. 884.



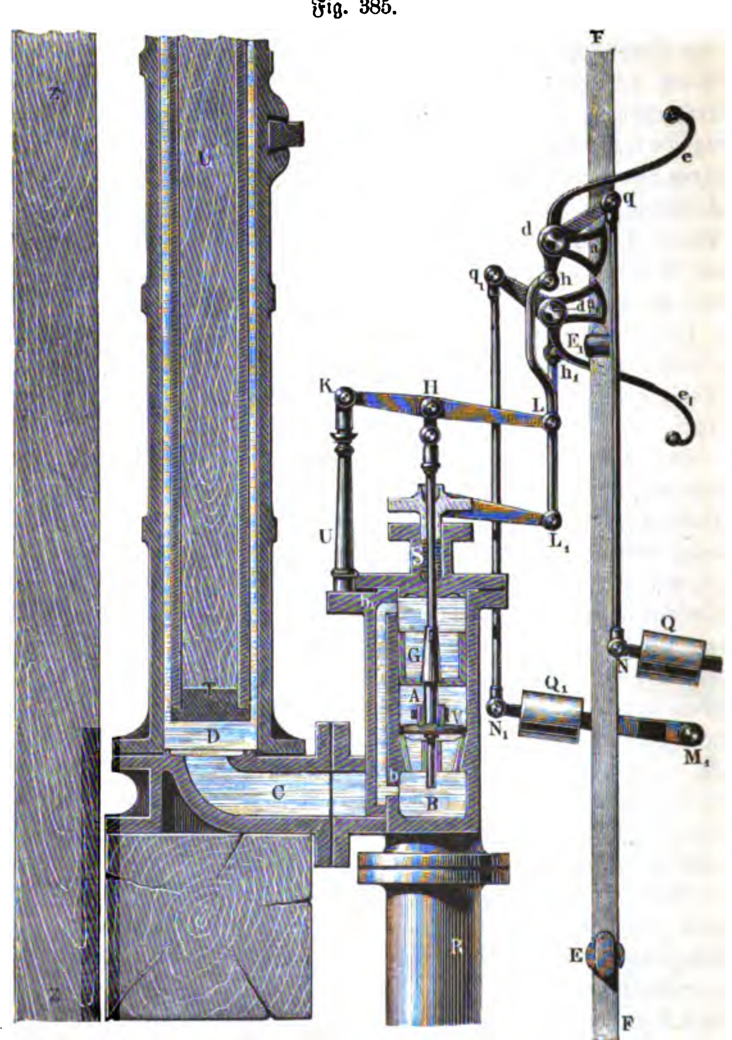
Die in der Figur nicht sichtbare Einfallröhre mündet von vorn bei A, sowie die Austragröhre von hinten bei B, und der Treibcylinder D mittelst des Verbindungsrohres C in den ersten Steuercylinder AB. Nach Er-

öffnung des Eintrittssteuerventils V tritt das Kraftwasser aus A durch die Ventilöffnung hindurch nach B, sowie von da nach C und D und treibt den Treibkolben T empor. Letzterer ist ein sogenannter Mönchskolben (s. §. 145) und besteht in einer außen abgedrehten cylindrischen Röhre, welche aber am obern, nicht sichtbaren Ende des Treibcylinders von einer Stopfbüchse umgeben ist. Mit der aus Holz bestehenden und in dem Mönch festsitzenden Kolbenstange TU ist links durch ein gewöhnliches Stangenschloß das die Pumpenlast aufnehmende Schachtgestänge ZZ, und dagegen rechts durch einen Querarm oder sogenannten Krums die Steuerstange oder der Steuerbaum FF verbunden; es gehen folglich ZZ und FF gleichzeitig mit dem Treibkolben auf und nieder. Hinter dem ersten Steuercylinder AB steht ein zweiter, hier nicht sichtbarer Steuercylinder, in welchem das Austrittssteuerventil enthalten ist. Dieses Ventil communicirt oben mit dem Canale B sowie nach unten mit der Austragröhre R (vergl. §. 150, Fig. 378) und gestattet bei seiner Eröffnung dem von dem niedergehenden Treibkolben verdrängten und durch C nach B zurückfließenden Wasser den Eintritt in das Austragrohr R, von wo es zum Ausgusse gelangt.

Da das Ventil V mit der ganzen Kraft der Wassersäule in der Einfallröhre auf seinen Sitz aufgedrückt wird, so wäre zu dessen Eröffnen ein großer Kraftaufwand nöthig, wenn man nicht einen Gegenkolben G mit der Ventilstange verbunden und den obern Steuercylinderraum SG durch einen Canal bb_1 mit dem untern Steuercylinderraum B verbunden hätte. Bei dieser Einrichtung wird der Gegenkolben G mit fast denselben Kräften von unten nach oben und von oben nach unten gedrückt, wie das Zulaßventil V resp. von oben nach unten und von unten nach oben, und folglich hierbei die erforderliche Kraft zum Aufziehen dieses Ventils auf ein Minimum zurückgeführt. Ganz dieselbe Einrichtung kommt auch bei dem hier nicht sichtbaren Ablaßventile vor. Die Stange des Zutrittsventils V geht bei S durch eine Stopfbüchse im Deckel des ersten Steuercylinders und ist bei H an einen einarmigen Steuerhebel KL angeschlossen, welcher am Kopfe einer Säule U seinen Stützpunkt K hat. Dieser Hebel ist mittelst einer Stange Lh an den Arm dh der Welle d einer Sperrklinke a (s. Fig. 383) befestigt und läßt sich folglich durch Drehung der Welle (d) auf- und niederbewegen. Ebenso ist das Ablaßventil durch einen in der Figur zum größten Theile verdeckten Hebel zu eröffnen und zu verschließen, welcher mittelst einer Stange $L_1 h_1$ und eines Armes $d_1 h_1$ mit der Welle d_1 einer zweiten Sperrklinke a_1 in Verbindung steht. An der ersten Welle d ist ferner noch mittelst des Armes dq und der Stange qN ein Gewicht Q aufgehangen, sowie an der Welle d_1 mittelst des Armes $d_1 q_1$ und der Stange $q_1 N_1$ ein um den festen Stützpunkt M_1 drehbares Gewicht Q_1. Endlich sitzen noch auf diesen Wellen die Arme

oder Steuerhebel de, $d_1 e_1$, welche mittelst der auf dem Steuerbaum FF festsitzenden Steuerknaggen E, E_1, auf- oder abwärts bewegt werden, und dadurch die Wellen d und d_1 nach der einen Richtung bewegen, wogegen die

Fig. 385.



Gegengewichte Q und Q_1 dieselben in entgegengesetzter Richtung drehen. In dem abgebildeten Bewegungszustande der Wassersäulenmaschine ist der Treibkolben T unten angekommen; es hat die mit diesem Kolben zugleich nieder-

gehende Steuerstange *FF* mittelst der Knagge E_1 den Steuerhebel $d_1 e_1$ niedergedrückt und hierbei das Ablaßventil geschlossen. Ferner hat sich die Sperrklinke a_1 aus a ausgehakt; es wird nun die Welle d durch das fallende Gewicht Q nach rechts gedreht und hierbei das Zutrittsventil V eröffnet. Das nun auf den Treibkolben T wirkende Kraftwasser treibt den Treibkolben sammt den Stangen ZZ und FF empor, und wenn gegen Ende des Aufganges die Knagge E den Steuerhebel de ergreift, so wird dadurch das Ventil V geschlossen, worauf der Treibkolben zum Stillstand gelangt, sowie auch die Sperrklinke a aus a_1 ausgehakt wird, so daß nun die Welle d_1 durch das Gewicht Q_1 nach links gedreht und dadurch das Ablaßventil eröffnet werden kann. Jetzt nimmt der vom Kraftwasser abgesperrte Treibkolben seine rückgängige Bewegung an, worauf ein neues Spiel beginnt.

Hülfswassersäulenmaschinen. Die Verhältnisse der Steuerung §. 156. durch eine Hülfswassersäulenmaschine lassen sich sehr gut aus dem Grundrisse in Fig. 386 und dem zugehörigen Durchschnitte (Fig. 387) von der großen Wassersäulenmaschine im Leopoldschachte bei Schemnitz ersehen. Diese Maschine ist ebenfalls zweicylindrig, C ist der eine und C_1 der andere Cylinder, E die Einfallröhre, A das Ausgußrohr, H der Steuerhahn (s. Fig. 374) und K ein auf dem Kopfe desselben fest aufsitzender Quadrant.

Fig. 386.

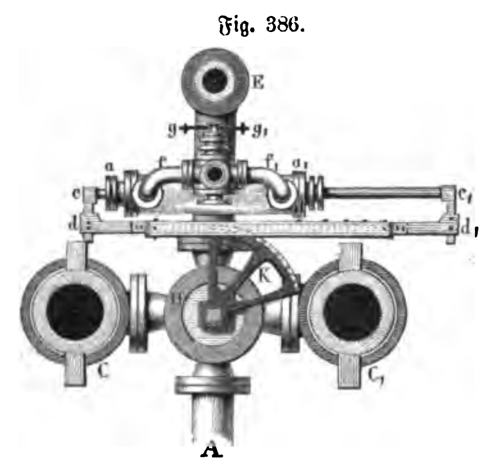
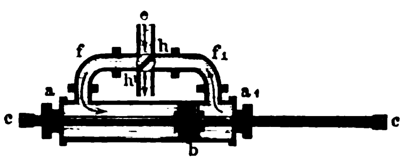


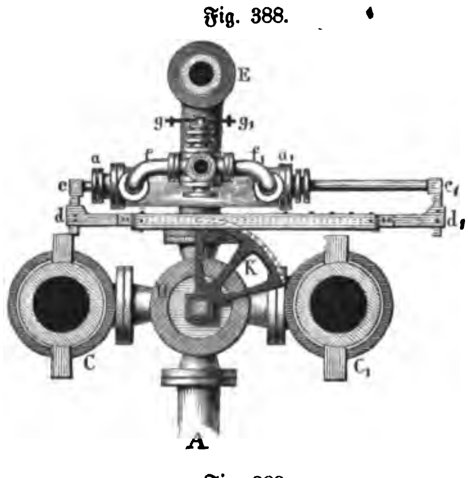
Fig. 387.

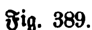


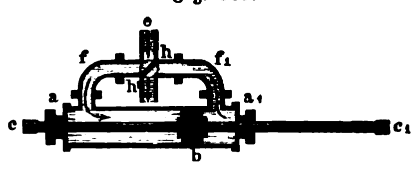
Die Hülfssteuermaschine besteht aus einem horizontalen Treibcylinder $a a_1$, dem Treibkolben b und dessen Kolbenstange $c c_1$. Diese ist durch Querarme mit der eigentlichen Steuerstange $d d_1$ verbunden, so daß sie mit dieser einen rechteckigen Rahmen bildet; endlich ist die letzte Stange mit dem quadrantförmigen Hahnschlüssel K durch zwei entgegengesetzt laufende Laschenketten so verbunden, daß die hin- und hergehende Bewegung des Kolbens b eine Drehung des Hahnes um

90° hin und zurück hervorbringt. Die Steuerung der Hülfsmaschine erfolgt durch den horizontal liegenden Hahn hh_1 mit zwei Bohrungen wie beim Hauptsteuerhahne H. Das Druckwasser wird durch ein enges mit der Einfallröhre E verbundenes Röhrchen e nach dem Hahne hh_1, und von da durch die Verbindungsröhrchen f und f_1 bald auf die eine, bald auf die andere Fläche des Kolbens b geleitet, so daß dieser in eine hin- und hergehende Bewegung versetzt wird, indem er das seiner Bewegung entgegenstehende und von der Einfallröhre abgesperrte Steuerwasser durch die andere Hahnbohrung hindurch und von da durch ein nach unten gerichtetes Ausgußrohr zum Austritte nöthigt. Die Drehung des kleinen Hahnes hh_1 hin und zurück erfolgt durch einen doppelarmigen Schlüssel $g\,g_1$, welcher mit schwachen Ketten an einen ihm parallelen doppelarmigen Hebel angeschlossen ist, der auf der Axe des Balanciers sitzt, womit die beiden Treibkolbenstangen gekuppelt sind. Das ganze Steuerungsspiel ist nun leicht zu übersehen; während des Aufsteigens des einen Treibkolbens und des Niedersteigens des andern wird der Hahn hh_1 durch den Hebel gg_1 umgedreht, dadurch die Verbindung des Druckwassers mit dem Cylinder aa_1 auf der einen Seite aufgehoben und auf der andern Seite hergestellt, und auf diese Weise eine Kraft erzeugt, welche den Kolben b sammt Hahn H in die entgegengesetzte Stellung bringt, so daß nun der erste Treibcylinder von der Einfallröhre abgesperrt, der andere aber damit in Verbindung gesetzt wird, und hierauf das entgegengesetzte Treibkolbenspiel vor sich gehen kann.

Fig. 388.



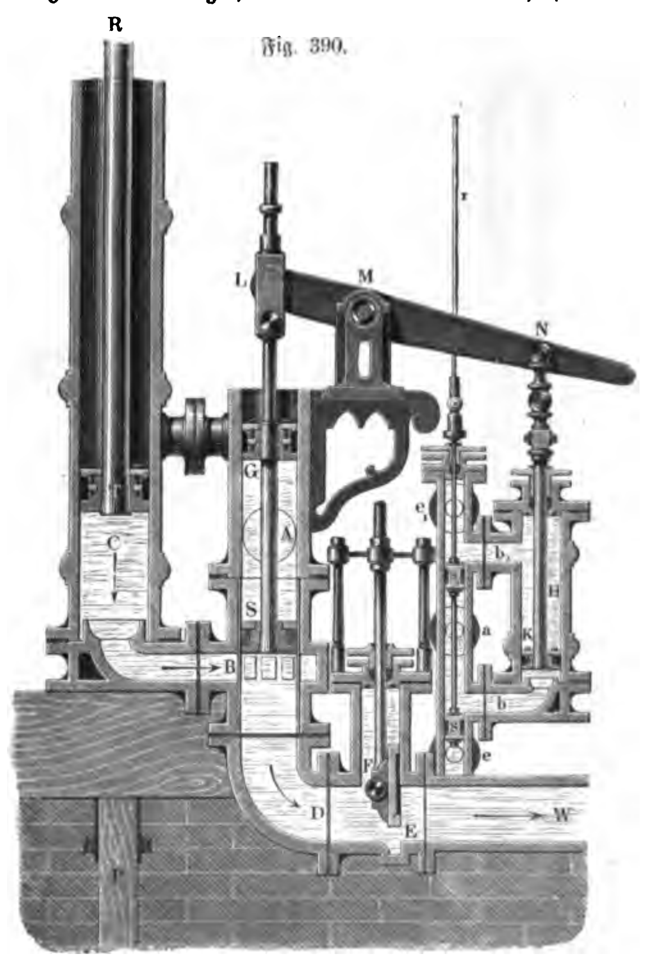

Fig. 389.



Anmerkung. Die Leopoldschachter Maschine hat das bedeutende Gefälle von 710 Fuß (224 m) (Oesterr. Maß), den Hub von 8 Fuß (2,53 m) und einen Kolbendurchmesser von nur 11 Zoll (0,290 m); jeder Kolben spielt in der Minute dreimal.

Die Umsteuerung durch eine Hülfsmaschine läßt sich auch sehr gut aus §. 157.
der Abbildung in Fig. 390 ersehen, welche den Durchschnitt einer von Herrn **Darlington** für die Alport-mines in Derbyshire construirten Wassersäulenmaschine darstellt. Diese Zeichnung führt den Stand der Maschine in dem Augenblicke vor Augen, wo der Treibkolben T beinahe seinen Nieder-

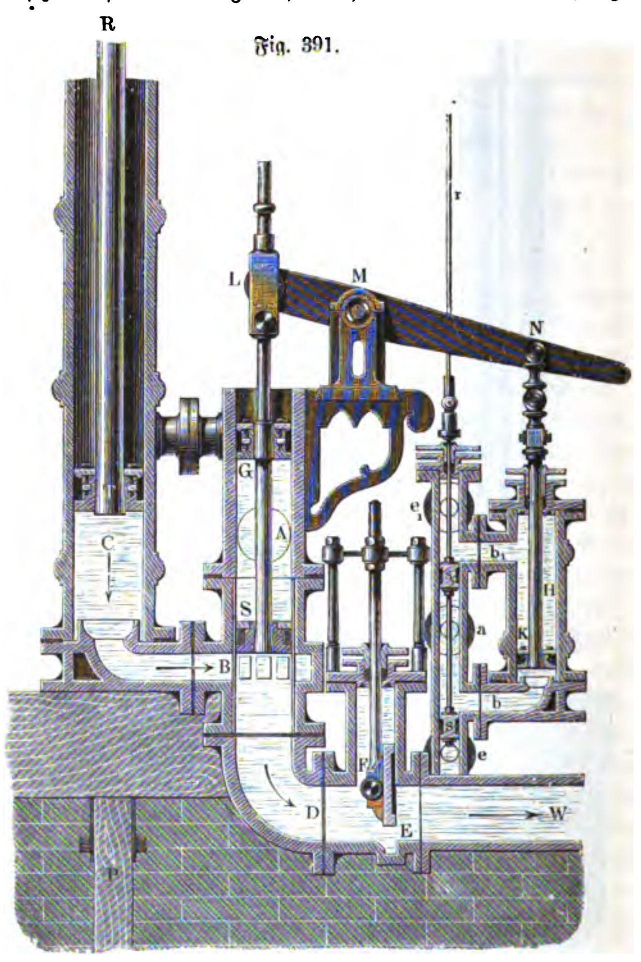
Fig. 390.



gang vollendet und die Hülfsmaschine H umgesteuert hat. Bei diesem Niedergange des Treibkolbens fließt das Wasser aus dem Treibcylinder C durch das Verbindungsrohr B in den Steuercylinder AD und von da durch das Kropfrohr D und durch die Oeffnung E unter dem Schieber F in das Unterwasser W. Die Hülfsmaschine ist eine doppeltwirkende; ihr Treib-

cylinder H steht durch die Communicationsröhren b und b_1 mit seinem Steuercylinder $e a e_1$ in Verbindung, während letzterer durch ein Rohr bei a mit der Kraftwassersäule und durch die Röhren bei e und e_1 mit dem Unterwasser W in Verbindung ist. Die beiden Steuerkolben s und s_1 der Hülfsmaschine sitzen auf einer Stange $r s$, welche mit der Treibkolbenstange $R T$

Fig. 391.



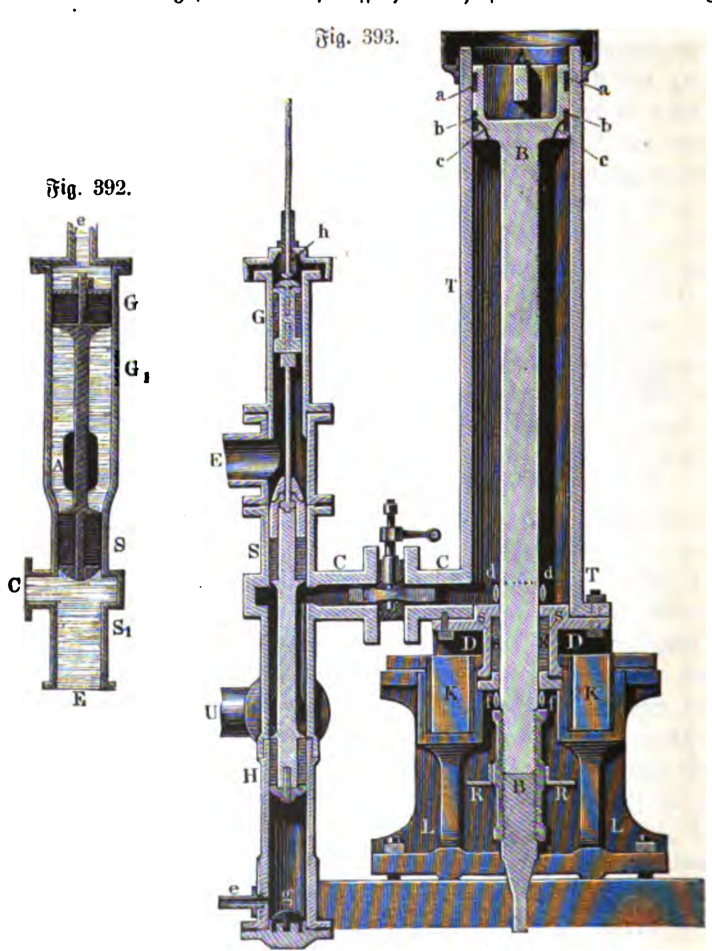
verbunden ist und von derselben mit auf- und niedergezogen wird. Auf diese Weise ist beim Niedergange des Treibkolbens das Kolbenpaar s, s_1 ebenfalls niedergegangen und in die in der Figur angegebene Stellung gebracht worden, wobei das Kraftwasser aus a und durch b unter den Treibkolben K der Hülfsmaschine, dagegen das todte Wasser über K durch b_1

und e_1 zum Abflusse gelangen kann. Der nun aufsteigende Treibkolben der Hülfsmaschine schiebt mittelst seiner Stange KN und durch einen um M drehbaren Hebel LMN das Steuerkolbenpaar S, G der Hauptmaschine abwärts, so daß hierbei nicht allein die Verbindung zwischen B und D aufgehoben und der niedergehende Treibkolben T zum Stillstande gebracht, sondern auch noch die Communication des Treibcylinders mit der bei A in den Steuercylinder einmündenden Kraftwassersäule hergestellt wird. Nach Beendigung des Aufganges von K und des Nierganges von GS wirkt das Wasser in der Einfallröhre mit voller Kraft auf den Treibkolben T und treibt nun diesen empor, wobei zugleich das Steuerkolbenpaar s, s_1 steigt. Kommt hierbei der Treibkolben nahe an das Ende seines Aufganges, so ist s, s_1 in seinem höchsten Stande angelangt, wobei das Kraftwasser auf dem Wege ab_1 über den Treibkolben K der Hülfsmaschine tritt und dieser Kolben zum Niedergange genöthigt wird. Hierbei wird nun das Steuerkolbenpaar SG der Hauptmaschine wieder aufgezogen, und dabei nicht allein der Zutritt des Kraftwassers zum Treibcylinder C aufgehoben und folglich der aufsteigende Treibkolben zum Stillstande gebracht, sondern auch die Verbindung mit dem Austragrohre DE hergestellt, so daß nun durch dasselbe das beim Aufgange verbrauchte Aufschlagwasser durch E in das Unterwasser W abfließen kann.

Eine kurze Beschreibung dieser Maschine nebst Abbildungen enthält die englische Uebersetzung von der ersten Auflage dieses Werkes. Hiernach besteht diese Maschine aus zwei neben einander stehenden Treibcylindern von 24 Zoll (0,609 m) Weite und 20 Fuß (6,09 m) Höhe, welche, bei einem Gefälle von 130 Fuß (39,6 m), von einer 24 Zoll weiten Einfallröhre gleichzeitig gespeist werden. Die Treibkolbenstangen von beiden Cylindern sind oben durch ein starkes, in einer Senkrechtführung laufendes Querhaupt mit einander verbunden, und das an dem letztern angehangene Pumpengestänge P (der Lastmaschine) befindet sich zwischen beiden Treibkolbenstangen, geht also auch mit diesen gleichzeitig auf und nieder. Der Steuercylinder ist 18 Zoll (0,457 m) und der Treibcylinder der Hülfsmaschine ungefähr 12 Zoll (0,305 m) weit. Der Zutritt der Kraftwassers wird durch einen ähnlichen Schieber regulirt wie der Austritt desselben.

Steuercylinder. Bei den größeren Maschinen neuerer Construction ist nach dem Muster der Reichenbach'schen Maschinen in Bayern der Steuer- und Gegenkolben der Hauptmaschine mit dem Treibkolben der Hülfsmaschine in einer und derselben Röhre, dem sogenannten Steuercylinder, zugleich eingeschlossen, und bei einigen Maschinen verrichtet sogar der Gegenkolben zugleich die Dienste des Treibkolbens der Hülfsmaschine, wodurch allerdings eine große Vereinfachung erlangt wird. Am §. 158.

einfachsten ist die in Fig. 392 abgebildete und an mehreren Maschinen in Freiberg angewendete Construction. Es ist hier *S* der Hauptsteuer- und *G* der Gegen- und Hülfstreibkolben, ferner bei *C* die Verbindung mit dem Haupttreibcylinder, sowie bei *E* die Communication mit der Einfallröhre und *A* die Austrittsmündung für das Kraftwasser; endlich ist bei *e* die Verbindung



mit der Steuerung der Hülfsmaschine, welche hier in einem Hahne besteht, angedeutet. Der Kolben *G* ist größer als *S* und es geht daher die Steuerkolbenverbindung *SG* nieder, sobald oben bei *e* das Kraftwasser zugelassen wird, und umgekehrt, es steigt dieselbe in Folge der Kraft auf *S* empor, wenn das Kraftwasser bei *e* abgesperrt wird. Hierbei wird bei jedem Spiele

ein gewisses Steuerwasserquantum verbraucht und der Wirkung auf den Treibkolben entzogen, welches durch den Raum, den *G* bei seinem Auf- oder Niedergange durchläuft, gemessen wird, und bei dieser Construction deshalb nicht sehr klein ist, weil der Kolben *G* mindestens doppelt so viel Querschnitt haben muß als der Kolben *S*, dessen Querschnitt man doch nicht kleiner nimmt als den der Einfall- oder Communicationsröhren.

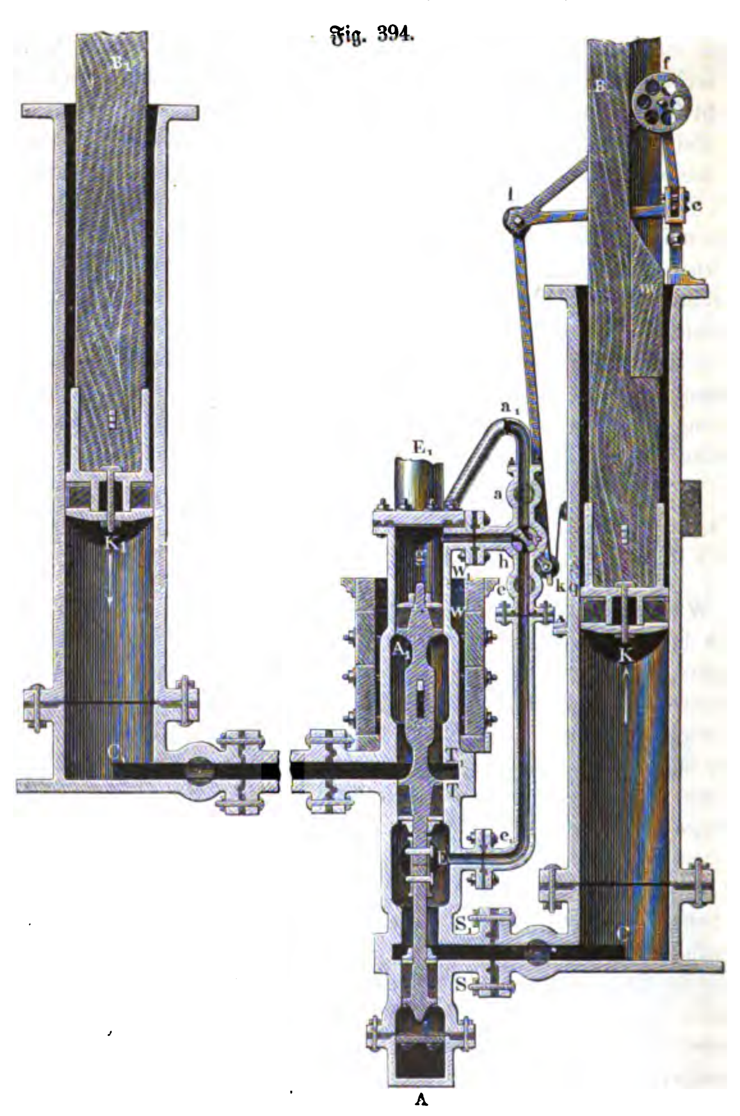
Bei der in Fig. 393 abgebildeten Steuerung der Clausthaler Maschine ist dieser Aufwand an Steuerwasser kleiner, weil hier drei Kolben, nämlich der Hauptsteuerkolben *S*, der Gegenkolben *G* und der Hülfstreib- oder Wendekolben *H* vorkommen, und der letzte etwas schwächer ist als der erste. Das Steuerwasser wird hier von unten durch das Rohr *e* in den Steuercylinder geführt, und die Umsteuerung des Kolbens erfolgt mittelst eines kleinen Hahnes, durch den das Wasser erst hindurchgeht, ehe es nach *e* gelangt, und durch welchen es auch nach vollbrachter Drehung ausgetragen wird. Die Bewegung dieses Hahnes erfolgt durch eine stehende Welle mit zwei knieförmig gebogenen Armen, welche ein auf der Treibkolbenstange festsitzender Teller bald nach der einen, bald nach der andern Seite wendet.

Anmerkung. Die Clausthaler Wassersäulenmaschinen haben ein Gefälle von 612 Fuß (192 m), einen Kolbendurchmesser von 16½ Zoll (0,432 m) und einen Hub von 6 Fuß (1,884 m) und machen pr. Minute vier Spiele.

Wassersäulenmaschine auf Alte Mordgrube. Die Einrichtung §. 159.
und der Gang einer zweicylindrigen Wassersäulenmaschine lassen sich durch nähere Betrachtung des in Fig. 394 (a. f. S.) abgebildeten Verticaldurchschnittes der Maschine auf Alte Mordgrube bei Freiberg vergegenwärtigen. Es sind hier CK und $C_1 K_1$ die beiden Treibcylinder, K der eine und K_1 der andere Treibkolben, ferner S und T die beiden Steuerkolben, sowie W der Wende- oder Hülfskolben, wobei S_1, T_1 und W_1 diejenigen Stellen im Steuercylinder ATW bezeichnen, welche diese drei Kolben bei der entgegengesetzten Bewegung der Treibkolben einnehmen. Es ist ferner E die Einmündung der Einfallröhre $E_1 E$ in den Steuercylinder, CS das Verbindungsrohr für den ersten und $C_1 T$ dasjenige für den andern Treibcylinder, sowie A die Austragmündung des ersten und A_1 (fast ganz von der Steuerkolbenstange gedeckt) diejenige des zweiten Cylinders. Die beiden Treibkolbenstangen BK und $B_1 K_1$ sind durch einen gleicharmigen Hebel oder sogenannten Balancier (in der Figur nicht abgebildet) so mit einander verbunden, daß bei dem Aufgange der einen Kolbenstange der Niedergang der andern erfolgt. Hiernach ist nun leicht zu übersehen, wie bei dem abgebildeten tiefern Steuerkolbenstande das Kraftwasser den Weg $ES_1 C$ einschlägt und den Kolben K emportreibt, dagegen der Kolben K_1 niedergeht, und das todte Wasser auf dem Wege $C_1 T_1 A_1$ zum Austritt gelangt.

Die Hülfssteuerung erfolgt durch einen schon oben (§. 148) näher beschriebenen, doppelt gebohrten Hahn *h* (Fig. 395), welcher in I. äußerlich

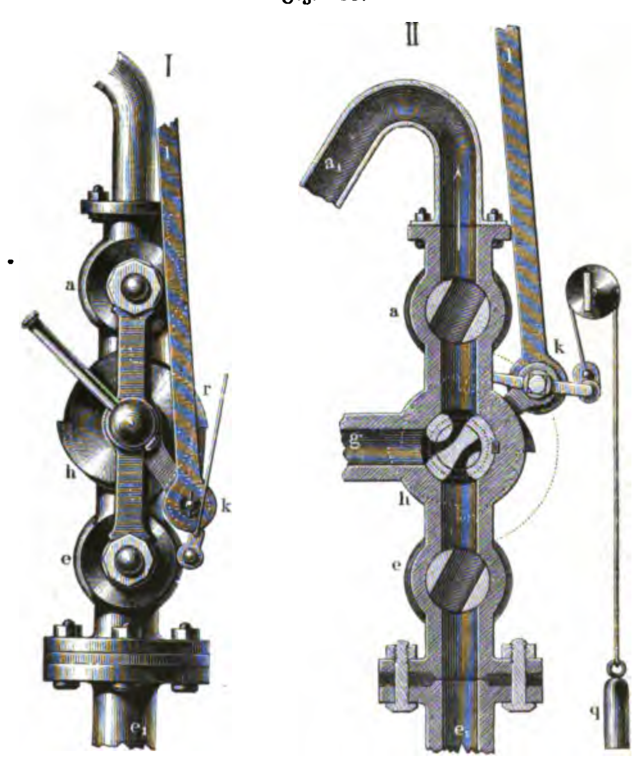
Fig. 394.



und in II. im Durchschnitt abgebildet ist. Dieser Hahn steht durch die Röhre ee_1 mit der Einfallröhre und durch die Röhre gh mit dem Steuercylinder in Verbindung. Man kann nun daraus ersehen, wie bei der einen

Stellung von h das Kraftwasser den Weg $E e_1 e h g W$ nehmen und den Wendekolben W niederdrücken muß, und wie umgekehrt, bei der zweiten Stellung von h, das Kraftwasser von W abgesperrt wird, daher das Aufsteigen der Kolbenverbindung $S T W$, das Zurücklaufen des Steuerwassers durch $g h$ und der Austritt desselben durch $a a_1$ erfolgen kann. Damit die Steuerkolbenverbindung beim Absperren des Druckwassers von W emporsteige und beim Zulassen desselben niedergehe, ist nöthig, daß der durch

Fig. 395.



das Kraftwasser von unten gedrückte Steuerkolben T mehr Querschnitt habe als der Steuerkolben S, welcher durch das Kraftwasser von oben gedrückt wird, und daß der Wendekolben einen hinreichend großen Querschnitt habe, damit die Wasserdrücke auf W und S zusammen den entgegengesetzten Wasserdruck auf T übertreffen.

Was endlich noch die äußere Steuerung dieser Maschine anlangt, so besteht diese wesentlich aus dem mit vier Zähnen ausgerüsteten Steuerrädchen r, der Klinke $r k$, der Stange $k l$, dem Winkelhebel $l c f$ mit seinem Frictions-

rade f und den zwei gegen einander gestellten und auf der Treibkolbenstange BK befestigten Keilen m und m_1 (der letztere hier nicht sichtbar). Die Klinke rk ist übrigens noch durch Arme mit der Axe des Hahnes verbunden, und es wird der Eingriff in die Zähne des Rädchens r durch ein kleines Gegengewicht q gesichert. Wenn der Treibkolben K nahe am Ende seines Auf- oder Niederganges gekommen ist, so schiebt sich der Keil m (oder m_1) unter das Frictionsrad, dreht dadurch den Hebel lcf um etwas, wodurch nun auch die Stange lk angezogen und das Rad sammt Hahn h mittelst der Klinke um einen Quadranten gedreht wird; wenn später wieder der Treibkolben ein kleines Stück seines umgekehrten Weges zurückgelegt hat, so fällt der Hebel wieder nieder und es gleitet nun die Klinke über den folgenden Zahn herab, den sie nahe am Ende dieses Treibkolbenspieles ebenfalls ergreift rc.

Anmerkung. Die Wassersäulenmaschine auf Alte Mordgrube hat ein Gefälle von 356 Fuß (111,8 m), einen Hub von 8 Fuß (2,512 m), eine Treibcylinderweite von $1\frac{1}{2}$ Fuß (0,471 m) und macht vier Doppelspiele pr. Minute.

§. 160. **Wassersäulenmaschine zu Huelgoat.** Eine der schönsten und vollkommensten Wassersäulenmaschinen ist die zu Huelgoat in der Bretagne: sie ist einfachwirkend eincylindrig, jedoch steht neben ihr eine vollkommen gleiche Schwestermaschine. Die wesentliche Einrichtung dieser Maschine führt Fig. 396 vor Augen und ihre Bewegungsverhältnisse wird man aus Folgendem kennen lernen. CC_1 ist der Treibcylinder, KK_1 der Treibkolben und BB_1 die bei B durch eine Stopfbüchse gehende Treibkolbenstange. Während bei der Mordgrubener Maschine die Treibkolben durch einen einzigen breiten Stulp abgelidert sind, ist hier, wie sich aus der Figur leicht ersehen läßt, der Treibkolben durch einen eingesetzten Lederkranz und durch einen aufgeschraubten Stulp zugleich gelidert. Der zur Seite stehende Steuercylinder ASG ist mit dem Treibcylinder durch das Verbindungsrohr CD verbunden, die Einfallröhre mündet bei E und das Austragrohr bei A in denselben ein. Mit dem im Niedergange begriffenen und auf dem halben Wege befindlichen Steuerkolben S ist durch die Stange ST ein Gegenkolben T von größerm Durchmesser verbunden; es wird daher diese Kolbenverbindung durch das Kraftwasser emporgetrieben, so lange nicht noch eine dritte Kraft hinzutritt. Diese dritte Kraft wird dadurch hervorgebracht, daß man das Kraftwasser durch die Röhre c_1ef über den Kolben T leitet. Um aber bei dem dadurch erzeugten Niedergange der Steuerkolbenverbindung nur eine kleine Quantität von Steuerwasser nöthig zu haben, ist auf T der hohle Cylinder GH aufgesetzt, welcher bei H durch eine Stopfbüchse geht und zur Aufnahme des Steuerwassers nur den ringförmigen Zwischenraum frei läßt.

Das abwechselnde Zu- und Abführen des Kraftwassers zu und von dem hohlen Raume *gg* wird durch eine Hülfssteuerung bewirkt, welche der Haupt-

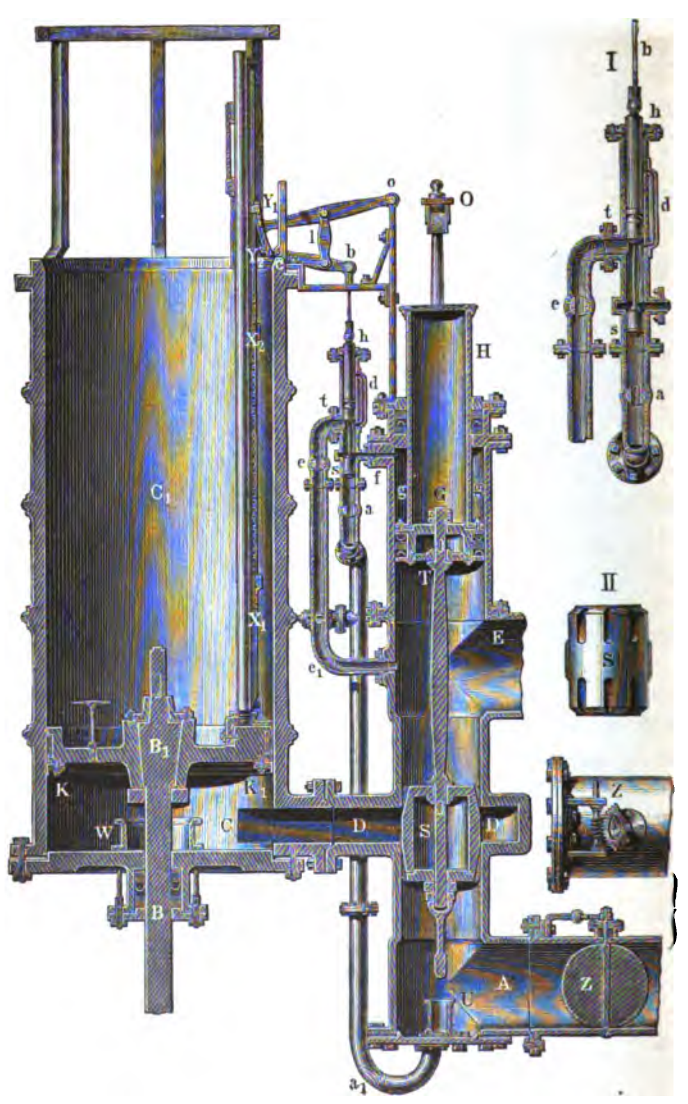
Fig. 396.



steuerung ganz ähnlich ist, und wie diese aus dem eigentlichen Steuerkolben *s*, dem Gegenkolben *t* und dem durch die Stopfbüchse *h* gehenden cylindrischen,

gleichsam nur eine dicke Kolbenstange bildenden Aufsatze besteht. Bei dem in der Figur ausgedrückten Stande von *sth* kann das Kraftwasser unge-

Fig. 397.



hindert den Weg *ef* nach *g* einschlagen, wird aber *sth* gehoben, so daß *s* über *f* zu stehen kommt, so wird die Communication unterbrochen und zugleich

dem den ringförmigen Raum gg ausfüllenden Steuerwasser ein Weg aa_1 eröffnet, durch welchen es beim nunmehr erfolgenden Aufgange von ST abfließen kann. Um endlich die Bewegung der Hülfssteuerkolbenverbindung sth von der Kraftmaschine selbst abzuleiten, ist auf dem Treibkolben KK_1 eine oben in einer Führung laufende runde Stange aufgesetzt und mit dieser eine zweite rectanguläre Stange verbunden, welche eine Reihe von Löchern hat, durch welche die Stiele der Däumlinge X_1 und X_2 auf den entgegengesetzten Seiten gesteckt werden. Außerdem ist aber die Stange bh an zwei um c und o drehbaren und durch l mit einander verbundenen Hebeln aufgehangen, wovon der eine in ein Cirkelstück ausläuft, das sich in zwei anderen Däumlingen oder Knöpfen Y_1 und Y_2 endigt. Nahe am Ende des Treibkolbenaufganges trifft nun X_1 auf Y_1 und es gelangt so sth in den höchsten Stand, und nahe am Ende des Treibkolbenniederganges nimmt X_2 den Knopf Y_2 mit und es wird mittelst der Hebel die Stange sth auf den tiefsten Stand zurückgeführt. Es ist nun leicht einzusehen, wie auf diese Weise die Umsteuerung durch ST und so auch ein regelmäßiges Auf- und Niedergehen von KK_1 erfolgen muß.

Wassersäulenmaschine auf der Grube Centrum. Die wesentliche Einrichtung einer vom Herrn Oberbergrath Althans construirten Wassersäulenmaschine auf der Grube Centrum bei Eschweiler ist aus der Abbildung Fig. 398 (a. f. S.) zu ersehen. Diese Maschine hat nur 45 Fuß (14,130 m) Gefälle und ein Aufschlagsquantum von 3,278 cbm pr. Secunde. Die Einfallröhre, welche das Wasser aus einem tiefen Klärsumpfe entnimmt, ist 32 Zoll (0,837 m) weit und hat sammt einem $145^1/_2$ Fuß (45,68 m) langen horizontalen Mittelstück die Totallänge von $227^1/_2$ Fuß (71,43 m). Der Treibkolben hat einen Durchmesser von 4 Fuß (1,156 m), und macht pr. Minute sechs Spiele von 7 Fuß (2,2 m) Hub. Es ist daher die mittlere Kolbengeschwindigkeit: **§. 161.**

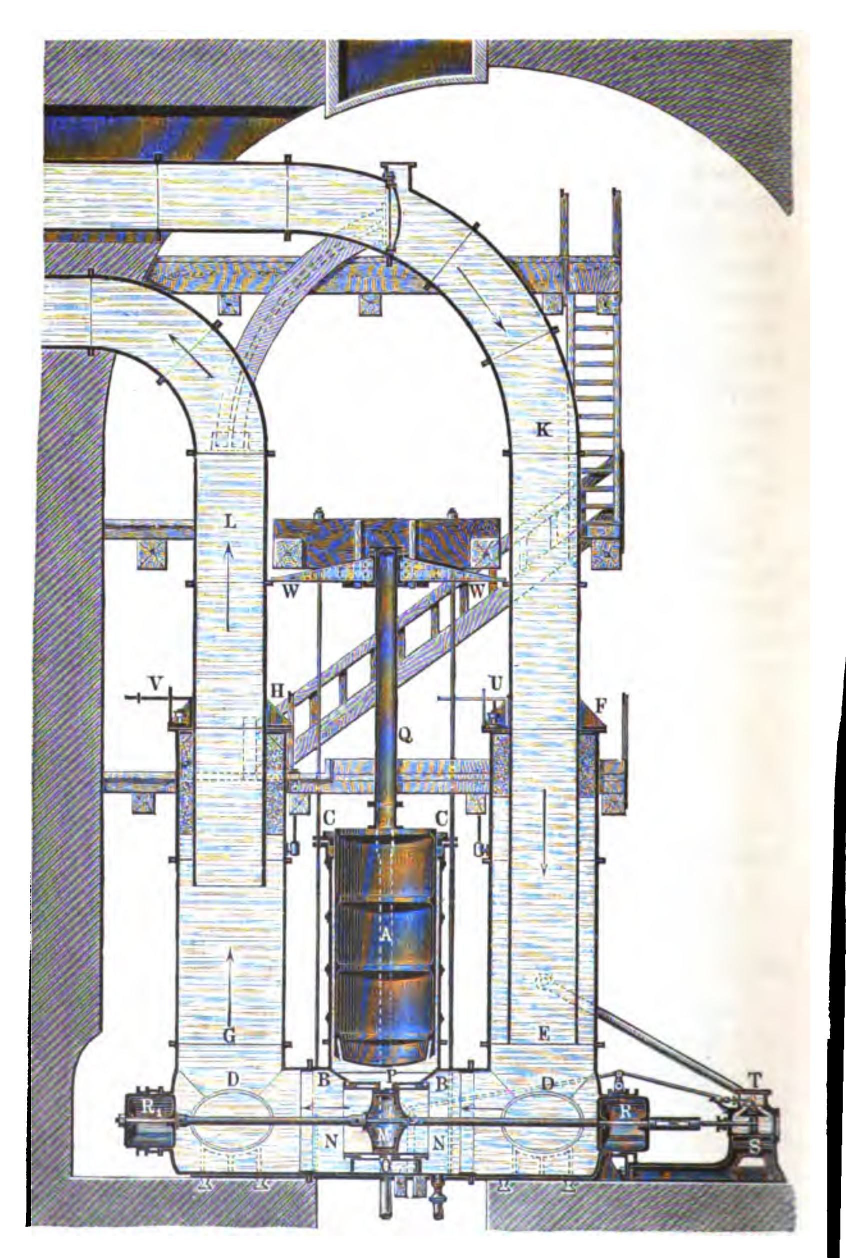
$$v = \frac{6 \,.\, 2 \,.\, 2{,}2}{60} = 0{,}44 \text{ m}$$

und die des Wassers in der Einfallröhre:

$$v_1 = \left(\frac{48}{32}\right)^2 v = \frac{9}{4}\, 0{,}44 = 1 \text{ m}.$$

Da hier die Länge der Einfallröhren fünfmal so groß ist als das Gefälle, so ist diese mäßige Wassergeschwindigkeit ganz am rechten Orte. Der Treibkolben A besteht in einem sogenannten Plunger, welcher durch eine im Treibcylinder BC sitzende Stopfbüchse abgelidert ist. Dieser Cylinder ist oben offen und steht unten auf einem 16 Fuß (5,02 m) langen und 4 Fuß (1,256 m) weiten Rohr DD, welches an den Enden fest aufruht, und zwei

Fig. 398.



andere Cylinder EF und GH von 4 Fuß (1,256 m) Weite und 12 Fuß (3,768 m) Höhe trägt, in welche einerseits die Einfallröhre KF und andererseits die $26^1/_4$ Fuß (8,242 m) hoch aufsteigende Austrageröhre HL einmündet. Beide Röhren sind mit den nöthigen Klappen versehen.

Der Steuerkolben M liegt senkrecht unter dem Treibkolben, hat bei einer Höhe von 0,288 m einen Durchmesser von 0,706 m und einen Schub von 0,419 m. Der Steuercylinder enthält einen 0,130 m breiten Gürtel von vielen vierseitigen Mündungen, durch welche er mit dem nach dem Treibcylinder führenden Verbindungsrohre OP in Verbindung steht. Die Steuerkolbenstange ist außer dem Steuerkolben noch mit zwei Gegenkolben R und R_1 von ebenfalls 0,706 m Durchmesser ausgerüstet. Zur Bewegung dieser Steuerkolbenverbindung dient eine Hülfswassersäulenmaschine ST, deren Kolben S bei einem Durchmesser von 0,235 m das Steuerkolbensystem beim Umsteuern 0,419 m hin- oder zurückschiebt. Die Steuerung dieser Hülfsmaschine besteht in einem Schieber T, welcher mittelst Hebel durch die am Gestänge angeschraubten Knaggen abwechselnd hin- und hergeschoben wird. Die Höhe der Hinterwassersäule beträgt 26 Fuß (8,164 m), daher ist die Höhe der Drucksäule bei Beginn des Kolbenaufganges gleich 14,130 + 8,164 = 22,294 m, und dieselbe am Ende des Kolbenhubes gleich 22,294 — 2,2 = 20,094 m, so daß das Verhältniß der Verminderung der Kolbenkraft zum mittleren Kraftwerth des ganzen Kolbenaufganges

$$\frac{2,2}{20,094 + \frac{1}{2}\,2,2} = 0,104$$

beträgt. Beim Niedergange des Kolbens ist dagegen das Verhältniß der Zunahme des Widerstandes zum mittlern Widerstande der Hinterwassersäule

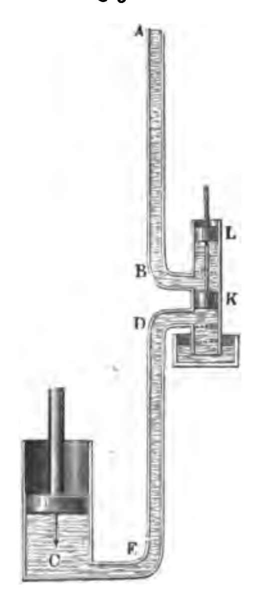
$$\frac{2,2}{8,164 - \frac{1}{2}\,2,2} = 0,311.$$

Die Röhren EF und GH dienen zugleich als Windkessel. Die durch das Wasser im obern Raume derselben abgesperrte Luft nimmt die Stöße der bewegten Wassersäulen auf, wenn dieselben durch die Steuerung abgesperrt werden; es wird daher durch dieselben ein sanfter Gang der Maschine erlangt. Die Luft, welche im Laufe der Zeit aus dem Windkessel durch die Wände entweicht, oder wegen der Absorption durch das Wasser verschwindet, wird durch eine kleine Luftpumpe von Zeit zu Zeit wieder ersetzt. Die Regulirung der Geschwindigkeit des Treibkolbens wird durch Hubstellung des Steuerkolbens bewerkstelligt. Diese Maschine dient zur Wasserhebung mittelst Pumpen, deren Kolben an das Schachtgestänge angeschlossen sind, welches von dem Treibkolben der Wassersäulenmaschine bewegt wird.

Anmerkung. Näheres über diese Maschine theilt eine Abhandlung des Herrn Bergmeisters Bauer im 4. Bde. der Zeitschr. des Vereins deutsch. Ing. mit.

§. 162. **Balancier.** Zur Regulirung des Ganges einer Wassersäulenmaschine sind noch mehrere Hülfsvorrichtungen nöthig, welche wir in Folgendem näher kennen lernen müssen. Was zunächst den Auf- und Niedergang des Treibkolbens betrifft, so wird dieser durch einen sogenannten Balancier, d. i. durch eine Vorrichtung regulirt, welche die Bewegung des Treibkolbens nach der einen Richtung hin unterstützt, und die Bewegung desselben nach der entgegengesetzten Richtung hindert, so daß das Kolbenspiel seinen regelmäßigen Fortgang hat, ohne eine bedeutende Geschwindigkeitsveränderung zu erleiden. Bei den auf beiden Seiten gleichbelasteten zweicylindrigen Maschinen besteht der Balancier, wie wir aus dem Obigen wissen, in einem gleicharmigen Hebel, welcher beide Treibkolbenstangen mit einander verbindet; hat aber die Maschine nur einen Cylinder, so ist eine fremde Kraft zum Ausgleichen nothwendig, und je nachdem nun diese Kraft in dem Gewichte eines festen Körpers oder in dem Drucke einer Wassersäule besteht, hat man es mit einem mechanischen oder mit einem hydraulischen Balancier zu thun. Da im dritten Theile dieses Werkes von diesen Vorrichtungen speciell gehandelt wird, so genügen hier folgende allgemeine Bemerkungen.

Fig. 399.



Der mechanische Balancier besteht in einem doppelarmigen Hebel, welcher auf der einen Seite mit Gewichten beschwert und auf der andern Seite mit der Kolbenstange oder dem Gestänge überhaupt so verbunden ist, daß jene Gewichte der Last des Gestänges entgegenwirken und dadurch dem Aufgange desselben zu Hülfe kommen, dagegen aber den Niedergang desselben verzögern, so daß zum Aufgange nach Befinden doppelt so viel Zeit verwendet wird als zum Niedergange. Der hydraulische Balancier hingegen besteht in einer zweiten Röhrentour, welche statt des einfachen Ausgußrohres vom Steuercylinder aus aufwärts steigt, und durch welche das todte Wasser abgeführt wird, so daß es eine Wassersäule bildet, welche dem Gewichte des Gestänges beinahe das Gleichgewicht hält, daher dasselbe mit einer gemäßigten Geschwindigkeit niedergeht. Bei der in Fig. 397 abgebildeten Maschine zu Huelgoat, sowie auch bei der Clausthaler Maschine, von welcher in Fig. 393 ein Durchschnitt abgebildet ist, sind hydraulische Balanciers angewendet, es besteht hier das Austragerohr in einer Steigröhre, welche das Wasser nach vollbrachter Wirkung auf einen Theil des ganzen Gefälles wieder emporleitet.

Wenn man den hydraulischen Balancier, die sogenannte Gegen- oder Hinterwassersäule *DE* zwischen dem Treibcylinder *C* und dem Steuercylinder *KL* (Fig. 399) anbringt, so wird die doppelte Rohrführung erspart.

In der mechanischen Leistung kann natürlich weder der eine noch der andere Balancier eine Steigerung hervorbringen. Das was bei dem Treibkolbenaufgange durch einen Balancier an Effect gewonnen wird, geht natürlich wieder beim Niedergange desselben verloren. Der hydraulische Balancier hat den Vortheil der größern Einfachheit, der mechanische Balancier dagegen den Vortheil, daß seine Wirksamkeit durch Zulegen von Gewichten beliebig gesteigert werden kann.

Stellhähne. Wesentlich wichtig sind noch die verschiedenen Abschließ- §. 163.
organe, nämlich Stellhähne oder nach Befinden Stellventile oder Stellschieber einer Wassersäulenmaschine, durch welche sich nicht nur der Gang der Kraftmaschine an sich, sondern auch der Gang ihrer Steuerung reguliren läßt. Alle diese Vorrichtungen wirken natürlich nur negativ, d. h. es kann durch diese nur eine Kraftstörung, nicht aber eine Kraftvermehrung hervorgebracht werden, und aus diesem Gesichtspunkte betrachtet, sind diese Apparate keineswegs sehr willkommene Theile einer Wassersäulenmaschine. Die Wirkung dieser Theile besteht nämlich nur darin, der Bewegung des Wassers in einer Röhre ein Hinderniß entgegenzusetzen, so daß dieses langsamer zu gehen genöthigt wird. Um nun sowohl den Auf- als auch den Niedergang des Treibkolbens, und ebenso nicht nur den Auf-, sondern auch den Niedergang des Steuerkolbens zu reguliren oder zu mäßigen, hat man vier Hähne oder Klappen nothwendig, eine in der Einfallröhre und eine im Ausgußrohre, wie z. B. *Z* (Fig. 397), ferner einen Hahn in der Röhre, welche das Steuerwasser über den Hülfskolben führt, und einen solchen in der Röhre, welche das Steuerwasser von der Maschine abführt, wie z. B. *e* und *a* in den Figuren 394, 395 und 396. Wenn nun auch eine bedeutende Ueberwucht bei der Bewegung des Treib- oder Steuerkolbens nach der einen oder andern Richtung hin vorhanden ist, so läßt sich dieselbe sogleich durch Drehung des einen oder andern Stellhahnes mäßigen, da in dem Widerstande, welchen man der mit dem Kolben gleichzeitig in Bewegung befindlichen und mit diesem unzertrennlich verbundenen Wassersäule entgegensetzt, diesem Kolben zugleich mit ein Bewegungshinderniß erwächst. Geht umgekehrt der Auf- oder Niedergang des einen oder des andern Kolbens zu langsam vor sich, so kann durch Zurückdrehen des entsprechenden Hahnes eine größere Geschwindigkeit erlangt werden; jedoch hat dies bei völliger Oeffnung des Hahnes seine Grenze. Uebrigens läßt sich die Regulirung der Geschwindigkeit des Treibkolbens auch durch eine Stellung im Ausschub

des Steuerkolbens erlangen, indem durch Verminderung des erstern die Zugänge zum Treibcylinder beliebig verengt werden können.

Die Krafttödtung durch die Stellhähne oder Stellklappen, namentlich aber durch die Stellvorrichtung in der Einfallröhre oder Kraftwassersäule, welche man gewöhnlich Tagepipe zu nennen pflegt, erfolgt bei einer Wassersäulenmaschine gerade so wie die Krafttödtung durch die Schütze bei einer Reactionsturbine. Beide Maschinen stehen in dieser Hinsicht den ober- oder mittelschlächtigen Wasserrädern nach (vergl. §. 131 und 141).

Eine Wassersäulenmaschine sollte zur Erlangung des größten Wirkungsgrades immer so stark belastet sein, daß sie bei vollständigem Ausschub des Steuerkolbens ohne Stellung der Tagepipe ihren regelmäßigen Gang annimmt. Ist nun aber das Arbeitsvermögen dieser Maschine größer als das geforderte Arbeitsquantum, so muß entweder der Ueberschuß durch die Tagepipe vernichtet werden, oder man muß die Maschine mit einem kleinern Hube arbeiten lassen. Wenn das letztere Mittel anwendbar ist, so ist es allerdings das vorzüglichere, weil dasselbe durch Verminderung des Aufschlages die geforderte Verminderung in der Leistung giebt, und daher den Wirkungsgrad der Maschine nur wenig vermindert, allein dieses Mittel ist bei gegebener Last nicht immer anwendbar.

Die Veränderung des Hubes einer Wassersäulenmaschine ist durch Verstellung der Daumen oder Keile auf der Treibkolbenstange sehr leicht zu ermöglichen, und aus diesem Grunde ist auch die Stange $X_1 X_2$ (Fig. 396), welche mit dem Treibkolben auf- und niedergeht, mit einer Reihe von Löchern versehen. Je näher man die Daumen X_1 und X_2 einander bringt, desto zeitiger erfolgt natürlich auch die Umsteuerung und um so kleiner ist also auch der Treibkolbenweg.

§. 164. **Leistung der Wassersäulenmaschinen.** Es folgt nun die Theorie und Berechnung der Leistung einer Wassersäulenmaschine. Bedienen wir uns hierbei folgender Bezeichnungen. Der Inhalt der Treibkolbenfläche sei F, der Inhalt des Querschnittes der Einfallröhren F_e, ferner der Durchmesser des Treibkolbens d, der der Einfallröhren d_e und der der Austragröhre d_a, ferner sei das Gefälle, vom Wasserspiegel im Einfallkasten bis zum Wasserspiegel des Ausgußkastens gemessen, gleich h, die mittlere Druckhöhe beim Aufgange des Treibkolbens, also die senkrechte Tiefe der gedrückten Kolbenfläche unter dem Wasserspiegel im Einfallkasten, bei mittlerm Kolbenstande, gleich h_1, und die mittlere Druckhöhe beim Niedergange des Kolbens, d. i. die senkrechte Tiefe der Kolbenfläche unter der Ausgußmündung, bei mittlerm Kolbenstande, gleich h_2, noch sei l der Kolbenhub oder Weg des Treibkolbens pr. Spiel, l_e die Länge der Einfall-, l_a die der Aus-

tragröhrenaxe, v die mittlere Kolbengeschwindigkeit, v_e die mittlere Wassergeschwindigkeit in der Einfall-, sowie v_a die in der Austragröhre.

Setzen wir eine einfachwirkende Wassersäulenmaschine voraus, nehmen wir an, daß sie pr. Minute n vollständige Spiele (Doppelhübe) mache und dabei im Durchschnitte pr. Secunde Q Cubikmeter Aufschlagwasser verbrauche.

Der mittlere Druck des Wassers gegen die Treibkolbenfläche F ist $P_1 = F h_1 \gamma$, folglich die geleistete Arbeit desselben pr. Spiel, ohne Rücksicht auf Nebenhindernisse:

$$P_1 l = F l h_1 \gamma,$$

daher pr. Minute:

$$n P_1 l = n F l h_1 \gamma,$$

und endlich die mittlere Leistung pr. Secunde:

$$L_1 = \frac{n}{60} P_1 l = \frac{n}{60} F l h_1 \gamma,$$

oder, da sich $\frac{n F l}{60} = Q$ setzen läßt,

$$L_1 = Q h_1 \gamma.$$

Beim Rückgange des Kolbens wirkt die mittlere Kraft

$$P_2 = F h_2 \gamma$$

der Bewegung desselben entgegen, es wird also auch die Arbeit

$$P_2 l = F h_2 l \gamma$$

consumirt, daher ist denn auch der entsprechende Arbeitsverlust pr. Secunde:

$$L_2 = Q h_2 \gamma,$$

und sonach die übrigbleibende zu Gebote stehende Leistung der Maschine:

$$L = L_1 - L_2 = Q (h_1 - h_2) \gamma = Q h \gamma,$$

wie bei jeder andern hydraulischen Kraftmaschine.

Diese Formel ändert sich nicht, wenn auch der Treibkolben den Treibcylinder nicht vollkommen ausfüllt, wenn, wie z. B. bei dem Mönchskolben, ein Zwischenraum zwischen dem Kolben- und dem Cylinderumfange übrig bleibt, oder wenn der Kolben in seinem tiefsten Stande den Cylinderboden nicht berührt; ebenso bleibt die Formel dieselbe, wenn der Ausgußpunkt unter dem mittlern Kolbenstande befindlich, also h_2 negativ und $h = h_1 + h_2$ ist. Auch kommt auf die Form der Kolbenfläche nichts an; es ist stets unter F der Inhalt des Querschnitts rechtwinkelig gegen die Axe desselben zu verstehen, also

$$F = \frac{\pi d^2}{4}$$

zu setzen.

Hierbei muß allerdings vorausgesetzt werden, daß beim Kolbenniedergange nur ein dem Kolbenhube l entsprechendes Wasserquantum Fl austrete, nicht aber alles im Cylinder und, nach Befinden, in der Communications- und in der Ausgußröhre befindliche Wasser. Bei Anwendung eines hydraulischen Balanciers oder eines aufsteigenden Ausgußrohres kann natürlich der letzte Fall gar nicht eintreten; anders ist es aber, wenn das Ausgußrohr abwärts gerichtet ist und unter dem tiefsten Kolbenstande ausmündet. Damit in diesem Falle das Wasser bis zum tiefsten Kolbenstande in dem Cylinder zurückbleibe und nicht durch von unten zutretende Luft verdrängt werde, ist es nöthig, einen Ausfluß unter Wasser herzustellen.

Anmerkung. Wir sehen aus dem Obigen, daß die Leistung einer Wassersäulenmaschine nur vom Totalgefälle $h = h_1 - h_2$, nicht aber von den einzelnen Druckhöhen h_1 oder h_2 des Auf- oder Niederganges abhängt, nur findet insofern eine Einschränkung statt, als bei Anwendung eines niedersteigenden Ausgußrohres die Tiefe des Unterwasserspiegels unter dem Kolbenstande noch nicht eine Atmosphärenhöhe ($b = 10{,}34$ m) betragen darf, weil die Atmosphäre durch ihren Druck auf diesen Spiegel in dem Austragrohre nur einer Wassersäule von dieser Höhe das Gleichgewicht zu halten vermag.

§. 165. **Kolbenreibung.** Unter den Nebenhindernissen einer Wassersäulenmaschine ist die Kolbenreibung eins der beträchtlichsten; dieselbe läßt sich aus dem Wasserdrucke mit Hülfe eines der bekannten Reibungscoefficienten berechnen. Ist die Liderung eine hydrostatische, so erhalten wir die Kraft, mit welcher das Wasser jedes Element f der Liderungsfläche gegen den abzuschließenden Cylindermantel drückt, für den Kolbenaufgang gleich $f h_1 \gamma$, und für den Niedergang gleich $f h_2 \gamma$, und daher die entsprechenden Reibungen gleich $\varphi f h_1 \gamma$ und $\varphi f h_2 \gamma$, wenn φ den Reibungscoefficienten bezeichnet. Obgleich die Kräfte der einzelnen Flächenelemente sehr verschiedene Richtungen haben, so sind doch sämmtliche Reibungen unter sich, und zwar mit der Kolbenaxe, parallel, und es ist daher ihre Mittelkraft oder die Gesammtreibung des Kolbens gleich der Summe der Reibungen aller Liderungselemente, und demnach so zu bestimmen, daß man in obigen Formeln statt f die Summe aller Elemente, d. i. den Inhalt der ganzen Liderungsfläche einsetzt. Bezeichnen wir die Breite dieser Fläche, oder, wenn es zwei Liderungskränze giebt, die Breite beider zusammen, durch b, so können wir den Inhalt der Liderungsfläche durch $\pi d b$ ausdrücken, und erhalten so die beiden Kolbenreibungen:

$$R_1 = \varphi \pi d b h_1 \gamma \quad \text{und} \quad R_2 = \varphi \pi d b h_2 \gamma.$$

Der leichtern Uebersicht wegen drückt man gewöhnlich diese Reibung sowie auch die übrigen Nebenhindernisse durch das Gewicht einer Wassersäule aus, welche den Treibkolbenquerschnitt zur Grundfläche hat, und deren Höhe

h_3 oder h_4 den Gefällverlust ausdrückt, welcher der Kolbenreibung entspricht. Hiernach setzen wir also:

$$R_1 = F h_3 \gamma \quad \text{und} \quad R_2 = F h_4 \gamma,$$

also auch

$$F h_3 = \varphi \pi d b h_1 \quad \text{und} \quad F h_4 = \varphi \pi d b h_2,$$

oder

$$F = \frac{\pi d^2}{4}$$

eingeführt,

$$\frac{d h_3}{4} = \varphi b h_1 \quad \text{und} \quad \frac{d h_4}{4} = \varphi b h_2,$$

hiernach die den Kolbenreibungen entsprechenden Gefällverluste:

$$h_3 = 4 \varphi \frac{b}{d} h_1 \quad \text{und} \quad h_4 = 4 \varphi \frac{b}{d} h_2.$$

Bringt man diese Höhen in Abzug, so erhält man für die mittlere Kraft beim Aufgange:

$$P_1 = F(h_1 - h_3)\gamma = \left(1 - 4 \varphi \frac{b}{d}\right) F h_1 \gamma,$$

und den mittlern Widerstand beim Niedergange:

$$P_2 = F(h_2 + h_4)\gamma = \left(1 + 4 \varphi \frac{b}{d}\right) F h_2 \gamma,$$

daher die resultirende mittlere Leistung:

$$L = \frac{n}{60}(P_1 - P_2) l = \frac{n}{60}\left((h_1 - h_2) - 4 \varphi \frac{b}{d}(h_1 + h_2)\right) F l \gamma$$

$$= \left(h - 4 \varphi \frac{b}{d}(h_1 + h_2)\right) Q \gamma = \left[\left(1 - 4 \varphi \frac{b}{d}\right) h - 8 \varphi \frac{b}{d} h_2\right] Q \gamma$$

$$= \left[1 - 4 \varphi \frac{b}{d}\left(1 + \frac{2 h_2}{h}\right)\right] Q h \gamma.$$

Ist die Steighöhe h_2 Null oder sehr klein, so läßt sich einfacher

$$L = \left(1 - 4 \varphi \frac{b}{d}\right) Q h \gamma$$

setzen.

Man ersieht übrigens hieraus, daß bei einem bestimmten Gefälle h der Arbeitsverlust in Folge der Kolbenreibung um so größer ausfällt, je größer $\frac{h_2}{h}$ ist, je tiefer also die Maschine unter dem Ausgußpunkte steht oder je höher das Wasser beim Austragen zurücksteigt.

Um diesen Arbeitsverlust möglichst herabzuziehen, soll man den Liderungskranz nicht unnöthig breit machen. Bei den bestehenden Maschinen liegt $\frac{b}{d}$ innerhalb der Grenzen 0,1 bis 0,2. Setzt man den Reibungscoefficienten nach Morin zu $\varphi = 0,25$ voraus, so erhält man $4\,\varphi\,\frac{b}{d} = 0,1$ bis 0,2, und demnach verzehrt die Kolbenreibung je nach der Breite der Ledermanschette 10 bis 20 Proc. der vorhandenen Arbeit.

Neuere Versuche von Hick*) (s. Thl. III, 2) haben für die Reibungswiderstände der Kolben von hydraulischen Pressen kleinere Werthe ergeben. Danach ist die durch diese Reibung vernichtete Wassersäulenhöhe durch $\frac{x}{d}\,h$ ausgedrückt, worin d den Durchmesser in Millimetern, h die wirkende Druckhöhe bedeutet und x zwischen 1,009 und 2,48 liegt. Dieser Formel wird man sich bei Wassersäulenmaschinen bedienen können, welche mit so hohen Pressungen (50 bis 100 Atmosphären) arbeiten, wie sie bei hydraulischen Hebevorrichtungen üblich sind. In solchen Fällen pflegt man auch die Ledermanschetten wegen des großen Druckes, mit welchem dieselben durch das Wasser gegen die Cylinderwandung gepreßt werden, durch Stopfbüchsen zu ersetzen, bei denen man das Dichtungsmaterial mit geringerer Kraft anpressen kann.

§. 166. **Hydraulische Nebenhindernisse.** Ein anderer Arbeitsverlust der Wassersäulenmaschinen entspringt ferner aus der Reibung des Wassers in den Einfall- und Austragröhren. Nach der in Thl. I vorgetragenen Theorie ist der dieser Reibung entsprechende Druckhöhenverlust, wenn ζ den Reibungscoefficienten bezeichnet,

$$h = \zeta\,\frac{l}{d}\,\frac{v^2}{2\,g};$$

auf die Einfallröhre angewendet aber:

$$y_1 = \zeta\,\frac{l_e}{d_e}\,\frac{v_e^2}{2\,g},$$

und auf die Austrageröhre bezogen:

$$z_1 = \zeta\,\frac{l_a}{d_a}\,\frac{v_a^2}{2\,g}.$$

*) Siehe Engineer, 1. Juni 1866, sowie Verhandl. d. Vereins z. Bef. des Gewfl. 1866.

Nun ist aber das Wasserquantum pr. Secunde:

$$\frac{\pi d_e^2}{4} v_e = \frac{\pi d_a^2}{4} v_a = \frac{\pi d^2}{4} v,$$

also:

$$d_e^2 v_e = d_a^2 v_a = d^2 v$$

oder:

$$v_e = \left(\frac{d}{d_e}\right)^2 v \quad \text{und} \quad v_a = \left(\frac{d}{d_a}\right)^2 v,$$

daher lassen sich die Reibungswiderstandshöhen setzen:

$$y_1 = \zeta \frac{l_e d^4}{d_e^5} \frac{v^2}{2g}$$

und

$$z_1 = \zeta \frac{l_a d^4}{d_a^5} \frac{v^2}{2g},$$

und es ist bei Geschwindigkeiten (v_e oder v_a) von 1,5 bis 3 m, $\zeta = 0{,}022$ bis 0,020 einzuführen.

Um diese Widerstandshöhe herabzuziehen, hat man weite Einfall- und Austragröhren anzuwenden und den Treibkolben langsam auf- und niedergehen zu lassen.

Die Bewegung des Wassers in den Röhren einer Wassersäulenmaschine ist insofern noch verschieden von der Bewegung des Wassers in einfachen Röhrenleitungen, als sich die Geschwindigkeit von jener unaufhörlich verändert, bald zu Null wird, bald zu-, bald abnimmt u. s. w., während die Geschwindigkeit in diesen immer eine und dieselbe bleibt. Aus diesem Grunde spielt denn auch bei einer Wassersäulenmaschine die Trägheit des Wassers eine größere Rolle, als bei der Bewegung des Wassers in einfachen Leitungen. Um eine Masse M in die Geschwindigkeit v zu versetzen, ist bekanntlich die mechanische Arbeit $\frac{Mv^2}{2}$ zu verrichten, um also auch der Wassersäule in der Einfallröhre eine Geschwindigkeit v_e zu ertheilen, ist, da dieselbe das Gewicht $F_e l_e \gamma$ hat, die mechanische Arbeit $F_e l_e \gamma \frac{v_e^2}{2g}$ aufzuwenden. Diese lebendige Kraft ist der Wassersäule bei jedem Spiele von Neuem zu ertheilen, da dieselbe nach jedesmaligem Abschluß des Eintrittsventils zur Ruhe kommt. Da dieser Abschluß, insbesondere bei der Anwendung einer Hülfswassersäulenmaschine ziemlich schnell kurz vor der Beendigung des Kolbenlaufs stattfindet, so wird man anzunehmen haben, daß jener Arbeitsbetrag bei jedem Spiele zum großen Theil verloren gehe.

Führen wir noch $v_e = \frac{d^2}{d_e^2} v$ und $F_e = \frac{\pi d_e^2}{4}$ ein, so erhalten wir für diese Arbeit den Ausdruck:

$$\frac{\pi d^2}{4} \frac{d^2 l_e}{d_e^2} \gamma \frac{v^2}{2g},$$

daher ist die entsprechende mittlere Kraft während des ganzen Treibkolbenweges l:

$$K = \frac{\pi d^2}{4} \frac{d^2 l_e}{d_e^2 l} \gamma \frac{v^2}{2g},$$

und der entsprechende Gefäll- oder Druckhöhenverlust:

$$y_2 = \frac{K}{F\gamma},$$

d. i.:

$$y_2 = \frac{d^2 l_e}{d_e^2 l} \frac{v^2}{2g}.$$

Ein auf gleiche Weise auszudrückender Verlust findet auch beim Rückgange des Treibkolbens statt, wo das Wasser genöthigt wird, mit der Geschwindigkeit v_a auszutreten, und die am Anfange des Kolbenweges aufzuwendende lebendige Kraft beim Ausgusse verloren geht und daher der Maschine ebenfalls entzogen wird. Der entsprechende Druckhöhenverlust ist also:

$$z_2 = \frac{d^2 l_a}{d_a^2 l} \frac{v^2}{2g}.$$

Um diese beiden Arbeitsverluste möglichst zu vermindern, ist daher nöthig, die Einfall- und Austragröhre weit und beide möglichst kurz zu machen, ferner eine kleine Kolbengeschwindigkeit und einen großen Kolbenhub in Anwendung zu bringen.

Um diese Arbeitsverluste ganz zu umgehen und auch die Stoßwirkungen zu vermeiden, zu welchen das plötzliche Absperren des Kraftwassers Veranlassung giebt, hat man am untern Ende der Einfallröhre möglichst nahe der Steuerung einen Windkessel, d. h. ein mit Luft erfülltes Gefäß eingeschaltet, wie solches bei den Pumpwerken und Feuerspritzen üblich ist. Die Wirkung eines solchen Windkessels, welche in Thl. III, 2 ausführlicher besprochen ist, besteht hier wie bei den Pumpen darin, der in Bewegung befindlichen Wassersäule im Einfallrohre auch nach der Absperrung noch fernere Bewegung zu gestatten, indem das Wasser hierbei Gelegenheit findet, in den Windkessel einzutreten. Hiermit ist natürlich eine weitere Zusammendrückung der unter dem Drucke der Einfallwassersäule stehenden Luft verbunden, und die in Folge dessen von der Luft aufgenommene mechanische Arbeit wird bei dem nächsten Kolbenaufgange wieder ausgegeben, indem das Wasser diesem vergrößerten Drucke entsprechend aus dem Windkessel wieder heraustritt, um beschleunigend auf den Kolben der Wassersäulenmaschine zu wirken. Da die Luft allmälig von dem Wasser absorbirt wird, so muß entweder für steten

Ersatz durch eine kleine Luftpumpe gesorgt oder eine Scheidung der Luft und des Wassers durch einen besondern Kolben vorgenommen werden. Bei sehr hohen Drucken ist aus diesem Grunde und wegen der mit dem Windkessel verbundenen Explosionsgefahr ein solcher überhaupt nicht anwendbar.

Richtungs- und Querschnittsveränderungen in den einzelnen Röhren und Canälen einer Wassersäulenmaschine sind die weiteren Ursachen von den Arbeitsverlusten dieser Maschine. Diese Verluste lassen sich theils nach den bekannten und in Thl. I, Abschn. VII, Cap. 3 und 4 gefundenen Regeln der Hydraulik, theils mit Hülfe der Resultate besonders hierüber angestellter Versuche (s. polytechn. Centralblatt, Jahrgang 1851, Lieferung 4) bestimmen. §. 167.

In den Einfall- und Austragröhren befinden sich gekrümmte Kniestücke, worin gewöhnlich die Richtung des bewegten Wassers um einen Rechtwinkel abgelenkt wird. Ist r die halbe Weite der Röhre und a der Krümmungshalbmesser der Axe ihres Kropfes, so entspricht dem letztern nach Thl. I annähernd der Widerstandscoefficient:

$$\zeta_1 = 0{,}131 + 1{,}847 \left(\frac{a}{r}\right)^{7/2},$$

und es ist nun bei der Geschwindigkeit v_e des durchströmenden Wassers der Druckhöhenverlust gleich $\zeta_1 \frac{v_e^2}{2g}$, also für einen Kropf in der Einfallröhre:

$$y_3 = \zeta_1 \left(\frac{d}{d_e}\right)^4 \frac{v^2}{2g},$$

und für einen solchen in der Austragröhre:

$$z_3 = \zeta_1 \left(\frac{d}{d_a}\right)^4 \frac{v^2}{2g}.$$

Beim Ein- und Austritt des Wassers in und aus dem Steuercylinder wird die Richtung des Wassers durch ein Knie plötzlich um einen Rechtwinkel abgelenkt, es findet daher hier nach Thl. I ein Druckhöhenverlust

$$\zeta_2 \frac{v_e^2}{2g} = 0{,}984 \frac{v_e^2}{2g},$$

also nahe gleich $\frac{v_e^2}{2g}$ statt; der Allgemeinheit wegen möge jedoch für den Eintritt aus der Einfallröhre in den Steuercylinder die Widerstandshöhe

$$y_4 = \zeta_2 \frac{v_e^2}{2g} = \zeta_2 \left(\frac{d}{d_e}\right)^4 \frac{v^2}{2g},$$

und für den Austritt aus dem Steuercylinder in das Austragrohr

$$z_4 = \zeta_2 \frac{v_e^2}{2g} = \zeta_2 \left(\frac{d}{d_a}\right)^4 \frac{v^2}{2g}$$

gesetzt werden.

Für den Uebertritt des Wassers aus dem Steuercylinder in das Verbindungsrohr läßt sich, nach den oben angeführten Versuchen, der Widerstandscoefficient $\zeta_3 = 5$, und für den Uebertritt aus dem Communicationsrohre in den Steuercylinder $\zeta_4 = 34{,}5$ setzen. Ist nun d_s der Durchmesser des Steuercylinders unmittelbar beim Steuerkolben, so hat man für den Uebergang des Wassers aus dem Steuercylinder in das Communicationsrohr die Widerstandshöhe:

$$y_5 = \zeta_3 \left(\frac{d}{d_s}\right)^4 \frac{v^2}{2g} = 5 \left(\frac{d}{d_s}\right)^4 \frac{v^2}{2g},$$

und umgekehrt für den Uebertritt aus diesem Rohre in den Steuercylinder:

$$z_5 = \zeta_4 \left(\frac{d}{d_s}\right)^4 \frac{v^2}{2g} = 34{,}5 \left(\frac{d}{d_s}\right)^4 \frac{v^2}{2g}$$

zu setzen.

Endlich ist für den Eintritt in den Treibcylinder nach den besonders zu diesem Zwecke angestellten Versuchen $\zeta_5 = 31$, und dagegen für den Austritt aus demselben $\zeta_6 = 26$; folglich für jenen die verlorene Druckhöhe:

$$y_6 = \zeta_5 \frac{v^2}{2g} = 31 \frac{v^2}{2g},$$

und für diesen dieselbe

$$z_6 = \zeta_6 \frac{v^2}{2g} = 26 \frac{v^2}{2g}.$$

Um überhaupt die Verluste durch plötzliche Geschwindigkeitsveränderungen zu vermindern, hat man den Verbindungsröhren und dem Theile des Steuercylinders, durch welchen das Betriebswasser hin- und zurückgeht, mit der Einfall- und Austragröhre einerlei Querschnitt zu geben, oder wenigstens jene Röhren u. s. w. durch allmälige Erweiterungen mit diesen in Verbindung zu setzen.

Besondere Arbeits- oder Druckhöhenverluste werden noch durch die in Hähnen oder Ventilen bestehenden Regulirungsapparate oder Pipen herbeigeführt. Dieselben sind ebenfalls durch die Formel

$$h = \zeta \frac{v^2}{2g}$$

zu bestimmen, deren Coefficienten $\zeta = \zeta_7, \zeta_8$ vom Stellwinkel der Pipe abhängen und aus den Tabellen in Thl. I zu entnehmen sind. Hiernach ist also für den Aufgang des Treibkolbens:

$$y_7 = \zeta_7 \left(\frac{d}{d_e}\right)^4 \frac{v^2}{2g},$$

und für den Rückgang:

$$z_7 = \zeta_8 \left(\frac{d}{d_a}\right)^4 \frac{v^2}{2g}.$$

Durch Stellung der Regulirungspipe kann man dem Widerstandscoefficienten jeden beliebigen, zwischen 0 und ∞ enthaltenen Werth ertheilen, daher auch jeden Ueberschuß an Kraft tödten und die Geschwindigkeit des Auf- und Niederganges nach Willkür oder Bedürfniß mäßigen.

Leistungsformel. Wenn wir vor der Hand die Steuerung unbeachtet lassen, so können wir nun eine Formel zur Bestimmung der Nutzleistung einer einfach wirkenden Wassersäulenmaschine zusammensetzen. Die mittlere Kraft beim Aufgange des Kolbens ist: §. 168.

$$P_1 = [h_1 - h_3 - (y_1 + y_2 + y_3 + y_4 + y_5 + y_6 + y_7)]\, F\gamma$$
$$= [h_1 - h_3 - \Sigma(y)]\, F\gamma,$$

und die Last beim Rückgange:

$$P_2 = (h_2 + h_4 + z_1 + z_2 + z_3 + z_4 + z_5 + z_6 + z_7)\, F\gamma$$
$$= (h_2 + h_4 + \Sigma(z))\, F\gamma,$$

folglich die Leistung für ein vollständiges Kolbenspiel:

$$(P_1 - P_2)\, l = [h_1 - (h_2 + h_3 + h_4) - (\Sigma(y) + \Sigma(z))]\, Fl\gamma,$$

und die Leistung einer einfachwirkenden Wassersäulenmaschine pr. Secunde:

$$L = [h_1 - (h_2 + h_3 + h_4) - (\Sigma(y) + \Sigma(z))]\, \frac{n}{60}\, Fl\gamma$$
$$= \left(h - 4\varphi \frac{l}{d}(h_1 + h_2) - (\Sigma(y) + \Sigma(z))\right) \frac{n}{60}\, Fl\gamma.$$

Setzen wir noch

$$\zeta \frac{l_e d^4}{d_e^5} + \frac{d^2 l_e}{d_e^2 l} + \zeta_1 \left(\frac{d}{d_e}\right)^4 + \zeta_2 \left(\frac{d}{d_e}\right)^4 + \zeta_3 \left(\frac{d}{d_s}\right)^4 + \zeta_5 + \zeta_7 \left(\frac{d}{d_e}\right)^4,$$

oder

$$\left[\zeta \frac{l_e}{d_e} + \frac{d_e^2 l_e}{d^2 l} + \zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_3 \left(\frac{d_e}{d_s}\right)^4 + \zeta_5 \left(\frac{d_e}{d}\right)^4 + \zeta_7\right] \left(\frac{d}{d_e}\right)^4$$
$$= \varkappa_1 \left(\frac{d}{d_e}\right)^4$$

und

$$\zeta \frac{l_a d^4}{d_a^5} + \frac{d^2 l_a}{d_a^2 l} + \zeta_1 \left(\frac{d}{d_a}\right)^4 + \zeta_2 \left(\frac{d}{d_a}\right)^4 + \zeta_4 \left(\frac{d}{d_s}\right)^4 + \zeta_6 + \zeta_8 \left(\frac{d}{d_a}\right)^4,$$

oder

$$\left[\zeta\frac{l_a}{d_a}+\frac{d_a{}^2 l_a}{d^2 l}+\zeta_1+\zeta_2+\zeta_4\left(\frac{d_a}{d_s}\right)^4+\zeta_6\left(\frac{d_a}{d}\right)^4+\zeta_8\right]\left(\frac{d}{d_a}\right)^4=\varkappa_2\left(\frac{d}{d_a}\right)^4,$$

so können wir einfach die Leistung ausdrücken durch:

$$L=\left[h-\left(4\varphi\frac{b}{d}(h_1+h_2)+\left[\varkappa_1\left(\frac{d}{d_e}\right)^4+\varkappa_2\left(\frac{d}{d_a}\right)^4\right]\frac{v^2}{2g}\right)\right]\frac{n}{60}Fl\gamma.$$

Wegen der größern Länge der Einfallröhre fällt $\varkappa_1$ meist größer aus als $\varkappa_2$, und deshalb macht man denn auch gewöhnlich die Aufgangszeit t_1 größer als die Niedergangszeit t_2.

Setzt man die Aufgangszeit $t_1 = \nu_1 t$, sowie die Niedergangszeit $t_2 = \nu_2 t$, wobei $t = t_1 + t_2 = \frac{60''}{n}$ die Zeit eines ganzen Spieles bezeichnet, und behält man für die mittlere Geschwindigkeit eines ganzen Spieles $v = \frac{2l}{t} = \frac{2nl}{60''}$ bei, so erhält man die mittlere Geschwindigkeit beim Aufgange

$$v_1 = \frac{l}{t_1} = \frac{l}{\nu_1 t} = \frac{1}{\nu_1}\,\frac{v}{2},$$

dagegen die beim Niedergange

$$v_2 = \frac{l}{t_2} = \frac{l}{\nu_2 t} = \frac{1}{\nu_2}\,\frac{v}{2},$$

folglich läßt sich allgemeiner die Leistung ausdrücken:

$$L=\left[h-\left(4\varphi\frac{b}{d}(h_1+h_2)+\left[\varkappa_1\left(\frac{1}{2\nu_1}\right)^2\left(\frac{d}{d_e}\right)^4\right.\right.\right.$$
$$\left.\left.\left.+\varkappa_2\left(\frac{1}{2\nu_2}\right)^2\left(\frac{d}{d_a}\right)^4\right]\frac{v^2}{2g}\right)\right]\frac{n}{60}Fl\gamma,$$

oder $\frac{n}{60}Fl = Q$ eingesetzt:

$$L=\left[h-\left(4\varphi\frac{b}{d}(h_1+h_2)+{}^1\!/_4\left[\varkappa_1\left(\frac{1}{\nu_1}\right)^2\left(\frac{d}{d_e}\right)^4\right.\right.\right.$$
$$\left.\left.\left.+\varkappa_2\left(\frac{1}{\nu_2}\right)^2\left(\frac{d}{d_a}\right)^4\right]\frac{v^2}{2g}\right)\right]Q\gamma,$$

oder $v = \frac{2Q}{F} = \frac{8Q}{\pi d^2}$ eingeführt.

$$L=\left(h-\left[4\varphi\frac{b}{d}(h_1+h_2)+\left(\frac{\varkappa_1}{\nu_1^2 d_e{}^4}+\frac{\varkappa_2}{\nu_2^2 d_a{}^4}\right)\frac{1}{2g}\left(\frac{4Q}{\pi}\right)^2\right]\right)Q\gamma.$$

Bei einer doppeltwirkenden Wassersäulenmaschine ist natürlich auch diese Arbeit doppelt.

Diese Formel führt sehr gut vor Augen, daß die Nutzleistung einer Wassersäulenmaschine um so größer ausfällt, je größer d, d_e und d_a, je weiter also sämmtliche Cylinder und Röhren sind. Um für eine bestimmte Wassersäulenmaschine mit gegebener Hubzahl das Verhältniß der Aufgangs- und Niedergangsgeschwindigkeit möglichst vortheilhaft zu wählen, hat man den Werth $\frac{\varkappa_1}{v_1^2 d_e^4} + \frac{\varkappa_2}{v_2^2 d_a^4}$ zu einem Minimum zu machen. Man erhält dafür durch Differentiation die Bedingung:

$$\frac{\varkappa_1}{v_1^3 d_e^4} = \frac{\varkappa_2}{v_2^3 d_a^4},$$

d. i.:

$$\frac{v_1}{v_2} = \sqrt[3]{\frac{\varkappa_1 d_a^4}{\varkappa_2 d_e^4}}.$$

Da überdies noch $v_1 + v_2 = 1$ ist, so folgt:

$$v_1 = \frac{1}{1 + \sqrt[3]{\frac{\varkappa_2 d_e^4}{\varkappa_1 d_a^4}}},$$

sowie:

$$v_2 = \frac{1}{1 + \sqrt[3]{\frac{\varkappa_1 d_a^4}{\varkappa_2 d_e^4}}}.$$

Wäre z. B. $d_a = d_e$ und $\varkappa_1 = 8\varkappa_2$, so würde $\frac{v_1}{v_2} = \sqrt[3]{8} = 2$ betragen, also die Aufgangszeit noch einmal so groß sein müssen als die Niedergangszeit. Bei Anwendung eines an die Treibkolbenstange angeschlossenen Balanciers läßt sich dieses Verhältniß $\frac{v_1}{v_2}$ zwischen der Auf- und Niedergangszeit leicht durch Zulegen und Abnehmen von Gewichten u. s. w. herstellen. Das Reguliren der Zeiten durch die Pipen in der Einfallröhre und in der Austragröhre hingegen erfolgt stets nur auf Kosten der Nutzleistung, da diese Apparate einen durch ζ_7, ζ_8 gemessenen Kraftverlust hervorbringen, der um so größer ausfällt, je mehr diese Pipen zugedreht werden.

Ist die geforderte Arbeit kleiner als die Nutzleistung der Wassersäulenmaschine, so muß natürlich der Ueberschuß an Arbeit ebenfalls durch Stellung der Pipen vernichtet werden.

Geschwindigkeitsquadrat. Es ist ferner die Frage, welchen Werth man in den letzten Formeln für das mittlere Quadrat der Kolben- §. 169.

geschwindigkeit einer Wassersäulenmaschine einführen soll. Ginge der Kolben ziemlich gleichförmig auf und nieder, so wäre allerdings

$$v^2 = \left(\frac{l}{t_1}\right)^2$$

zu setzen, wo l den Kolbenweg und t_1 die Zeit zum Durchlaufen desselben bezeichnet; da dies aber weder bei einfachen noch bei doppeltwirkenden Maschinen der Fall ist, so muß eine besondere Bestimmung von v^2 vorgenommen werden.

Fig. 400.

Jedenfalls wird das mittlere Quadrat der Kolbengeschwindigkeit gefunden, wenn man die den gleichen Theilen des Kolbenweges $l = AB$, Fig. 400, entsprechenden Kolbengeschwindigkeiten $v_0, v_1, v_3 \ldots$ quadrirt, addirt und die Summe durch die Anzahl der Theile des Kolbenweges dividirt. Wäre nun die Bewegung des Kolbens gleichförmig beschleunigt oder gleichförmig verzögert, so würden sich die Quadrate der Geschwindigkeiten wie die durchlaufenen Räume verhalten; wäre daher die kleinste Geschwindigkeit $= 0$ und die größte $= c$, so hätte man die den Wegen

$$0, \frac{l}{n}, \frac{2l}{n}, \frac{3l}{n} \ldots$$

entsprechenden Geschwindigkeitsquadrate $v_0^2, v_1^2, v_2^2, v_3^2 \ldots$:

$$0, \frac{1}{n}c^2, \frac{2}{n}c^2, \frac{3}{n}c^2 \ldots,$$

folglich die Summe derselben

$$= \frac{c^2}{n}(1 + 2 + 3 + \cdots + n) = \frac{c^2}{n}\frac{n^2}{2} = n\frac{c^2}{2},$$

endlich ihren mittlern Werth:

$$v^2 = \frac{c^2}{2};$$

oder, da $l = \frac{ct_1}{2}$ ist:

$$v^2 = \frac{1}{2}\left(\frac{2l}{t_1}\right)^2 = 2\left(\frac{l}{t_1}\right)^2 = 2v_1^2:$$

wenn statt des Quotienten $\frac{l}{t_1}$ aus Kolbenweg l und Bewegungszeit t_1 die mittlere Kolbengeschwindigkeit v_1 eingeführt wird. Diese Formel gilt natürlich auch, wenn der erste Theil des Kolbenweges gleichförmig beschleunigt und der zweite gleichförmig verzögert zurückgelegt wird.

Es ist also hier das **mittlere Geschwindigkeitsquadrat** v^2 doppelt so groß, als das **Quadrat** v_1^2 **der mittlern Kolbengeschwindigkeit**.

Bei einer doppeltwirkenden Wassersäulenmaschine mit Kurbelmechanismus ist, wie im Artikel „Dampfmaschine" bewiesen wird,

$$v^2 = \frac{\pi^2}{6} v_1^2 = 1,645\ v_1^2 = 1,645 \left(\frac{l}{t_1}\right)^2.$$

Führen wir hiernach in der Leistungsformel

$$L = \left[h - \left(4\varphi \frac{b}{d}(h_1 + h_2) + {}^1/_4 \left[\varkappa_1 \left(\frac{1}{\nu_1}\right)^2 \left(\frac{d}{d_e}\right)^4 + \varkappa_2 \left(\frac{1}{\nu_2}\right)^2 \left(\frac{d}{d_a}\right)^4\right] \frac{v^2}{2g}\right] Q\gamma$$

des §. 168

$$v^2 = 2\left(\frac{2Q}{F}\right)^2 = 2\left(\frac{8Q}{\pi d^2}\right)^2$$

ein, so erhalten wir

$$L = \left(h - \left[4\varphi \frac{b}{d}(h_1 + h_2) + {}^1/_2 \left(\frac{\varkappa_1}{\nu_1^2 d_e^4} + \frac{\varkappa_2}{\nu_2^2 d_a^4}\right)\frac{1}{2g}\left(\frac{8Q}{\pi}\right)^2\right]\right) Q\gamma.$$

Beispiel. Man soll für ein Gefälle $h = 100$ m und für ein Wasserquantum $Q = 0,03$ cbm pr. Secunde eine einfachwirkende Wassersäulenmaschine anordnen, deren Treibkolben eine mittlere Geschwindigkeit $v = 0,3$ m erhalten soll.
Es bestimmt sich zunächst der Querschnitt des Treibcylinders zu

$$F = \frac{2Q}{v} = \frac{2 \cdot 0,03}{0,3} = 0,2 \text{ qm},$$

also der Durchmesser desselben zu

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} = 0,505 \text{ m}.$$

Für eine mittlere Geschwindigkeit des Wassers in den Einfall- und Austragröhren $v_e = v_a = 1,5$ m ergiebt sich ebenso der Querschnitt dieser Röhren zu

$$F_e = F_a = \frac{2 \cdot 0,03}{1,5} = 0,04 \text{ qm},$$

und der Durchmesser

$$d_e = d_a = 0,226 \text{ m}.$$

Läßt man zur Ausgleichung des Stangengewichtes u. s. w. das Ausgußrohr 20 m über den mittlern Kolbenstand aufsteigen, nimmt man also $h_2 = 20$ an, so ist

$$h_1 = h + h_2 = 120 \text{ m}.$$

Es mögen ferner die Axenlängen der Einfallröhre $l_e = 130$ m, und der Austragröhre $l_a = 30$ m sein.

Soll die Maschine in jeder Minute $n = 4$ Spiele oder Doppelhübe machen, so muß jeder einfache Hub die Länge

$$l = \frac{60\,v}{2\,n} = 2{,}25\,\mathrm{m}$$

erhalten. Für eine Breite der Kolbenliderung $b = 0{,}06\,\mathrm{m}$ und einen Reibungscoefficienten $\varphi = 0{,}25$ erhält man die durch die Kolbenreibung aufgezehrte Druckhöhe zu

$$4\,\varphi\,\frac{b}{d}\,(h_1 + h_2) = \frac{0{,}06}{0{,}505}\,(120 + 20) = 16{,}636\,\mathrm{m},$$

daher nach Abzug der Kolbenreibung nur noch das wirksame Gefälle $100 - 16{,}636 = 83{,}364\,\mathrm{m}$ verbleibt.

Zur Bestimmung der Werthe:

$$x_1 = \zeta\,\frac{l_e}{d_e} + \frac{d_e^2\,l_e}{d^2\,l} + \zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_3\left(\frac{d_e}{d_s}\right)^4 + \zeta_5\left(\frac{d_e}{d}\right)^4 + \zeta_7$$

und

$$x_2 = \zeta\,\frac{l_a}{d_a} + \frac{d_a^2\,l_a}{d^2\,l} + \zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_4\left(\frac{d_a}{d_s}\right)^4 + \zeta_6\left(\frac{d_a}{d}\right)^4 + \zeta_8$$

hat man nach Thl. I für eine Geschwindigkeit von 1,5 m den Coefficienten $\zeta = 0{,}0221$ anzunehmen. Setzt man ferner voraus, daß sowohl in der Einfall- wie in der Austragröhre eine Krümmung vorkommt, deren Radius $a = 4\,r$ ist, so hat man nach Thl. I den entsprechenden Widerstandscoefficienten

$$\zeta_1 = 0{,}131 + 1{,}847\left(\frac{1}{4}\right)^{7/2} = 0{,}15.$$

Nimmt man ferner an, daß die Einfall- und Austragröhre mit dem Steuercylinder durch rechtwinkelige Kniestücke verbunden sind, so ist für jede dieser Röhren $\zeta_2 = 0{,}984$ zu setzen. Endlich soll der Querschnitt des Steuercylinders doppelt so groß als derjenige der Einfall- und der Austragröhre, also

$$d_s^2 = 2\,d_e^2 = 2\,d_a^2$$

sein, und nach dem Vorstehenden

$$\zeta_3 = 5,\quad \zeta_4 = 34{,}5,\quad \zeta_5 = 31 \quad \text{und} \quad \zeta_6 = 26$$

gesetzt werden. Die Werthe ζ_7 und ζ_8 sind gleich Null anzunehmen, wenn vorausgesetzt wird, daß beide Stellhähne vollständig geöffnet sind.

Mit diesen Werthen folgt nun:

$$x_1 = 0{,}0221\,\frac{130}{0{,}226} + \left(\frac{0{,}226}{0{,}505}\right)^2\frac{130}{2{,}25} + 0{,}15 + 0{,}98 + 5\cdot\frac{1}{4} + 31\left(\frac{0{,}226}{0{,}505}\right)^4$$
$$= 12{,}71 + 11{,}57 + 0{,}15 + 0{,}98 + 1{,}25 + 1{,}24 = 27{,}90$$

$$x_2 = 0{,}0221\,\frac{30}{0{,}226} + \left(\frac{0{,}226}{0{,}505}\right)^2\frac{30}{2{,}25} + 0{,}15 + 0{,}98 + 34{,}5\cdot\frac{1}{4}$$
$$+ 26\left(\frac{0{,}226}{0{,}505}\right)^4 = 2{,}93 + 2{,}67 + 0{,}15 + 0{,}98 + 8{,}63 + 1{,}04$$
$$= 16{,}40$$

und hiernach das dem vortheilhaftesten Gange entsprechende Verhältniß

$$\frac{\nu_1}{\nu_2} = \sqrt[3]{\frac{x_1}{\nu_2}} = \sqrt[3]{\frac{27{,}90}{16{,}40}} = 1{,}19.$$

Daher ist

$$\nu_2 = \frac{1}{1 + 1,19} = 0,457$$

und

$$\nu_1 = 1 - 0,457 = 0,543.$$

Durch Einführung dieser Werthe erhält man nun die Höhe der nutzbaren Wassersäule:

$$h - 4\,\varphi\,\frac{b}{d}\,(h_1 + h_2) - \frac{1}{2}\left(\frac{x_1}{\nu_1^2} + \frac{x_2}{\nu_2^2}\right)\frac{1}{2\,g}\left(\frac{8\,Q}{\pi\,d_e^2}\right)^2$$
$$= 83,364 - \frac{1}{2}\left(\frac{27,90}{0,543^2} + \frac{16,40}{0,457^2}\right) 0,051 \left(\frac{8\,.\,0,03}{3,14\,.\,0,226^2}\right)^2$$
$$= 83,364 - 9,878 = 73,486 \text{ m}.$$

Hiernach folgt der Wirkungsgrad der Maschine ohne Rücksicht auf die Arbeit, welche die Steuerung beansprucht: $\eta = 0,735$ und die Nutzleistung:

$$L = 0,03\,.\,1000\,.\,73,486 = 2204,6 \text{ mkg} = 29,4 \text{ Pferdekräfte}.$$

Die Steuerung. Von Wichtigkeit ist ferner die Berechnung der Steuerung, für welche die Verhältnisse so zu ermitteln sind, daß mit Sicherheit die beabsichtigte Bewegung der Steuerkolben unter Einfluß des auf dieselben wirkenden Wasserdruckes zu erwarten ist. Es soll im Folgenden nur die Kolbensteuerung berücksichtigt werden, da dieselbe bei allen neueren und besseren Maschinen insbesondere zur Anwendung kommt. Betrachtet man zunächst das Zweikolbensteuersystem, wie es in Fig. 401 dargestellt ist, so sind die Querschnitte der beiden Kolben S und G so zu bemessen, daß die ganze Kolbenverbindung niedergeht, sobald der Raum oberhalb G mit dem Einfallrohre in Verbindung gebracht wird, und daß andererseits ein Emporsteigen der Kolbenverbindung SG erfolgt, wenn der Raum oberhalb G mit der Austragröhre communicirt. Die untere Fläche des Steuerkolbens S steht fortwährend unter dem Drucke der Kraftwassersäule des Einfallrohres von der Höhe h_1, während die einander zugewendeten inneren Flächen beider Kolben, d. h. die obere von S und die untere von G stets unter dem Drucke der Wassersäule im Austragrohre von der Höhe h_2 stehen. Es mögen mit d_s und d_g die Durchmesser des Steuerkolbens S und beziehungsweise des Gegenkolbens G bezeichnet sein. §. 170.

Fig. 401.



Betrachtet man zunächst den Niedergang der Kolbenverbindung, so ist hierbei jeder der beiden Kolben einem Ueberdrucke entsprechend der Wassersäule $h = h_1 - h_2$ unterworfen, indem die äußeren Kolbenflächen von dem Eintragwasser, die inneren Flächen von dem Austragwasser gedrückt werden.

Die auf die Kolbenverbindung wirkende, nach unten treibende Kraft ist daher durch

$$P_n = \frac{\pi d_g^2}{4}(h_1 - h_2)\gamma - \frac{\pi d_s^2}{4}(h_1 - h_2)\gamma = \frac{\pi}{4}(d_g^2 - d_s^2) h\gamma \quad (1)$$

gegeben. Dagegen hat man die treibende Kraft für den Aufgang, wofür nur die untere Fläche von S dem Einfallwasser ausgesetzt ist, während die anderen drei Kolbenflächen mit dem Austragrohre in Verbindung sind, daher der Kolben G beiderseits gleich starken Drucken ausgesetzt ist,

$$P_o = \frac{\pi d_s^2}{4} h\gamma \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

Als die bei der Bewegung zu überwindenden Widerstände hat man die Kolbenreibungen anzusehen, während das Gewicht G der Kolbenverbindung unter Voraussetzung einer verticalen Stellung des Steuercylinders nur beim Aufgange hindernd, dagegen beim Niedergange fördernd wirkt. Die Kolbenliderung wird zwar hier nicht durch den Druck des Wassers gegen die Cylinderwandung gepreßt, wie dies bei den Manschetten der Fall ist, man wird aber doch die Reibung direct proportional der Druckhöhe h und der Berührungsfläche $\pi d b$ des Kolbens setzen dürfen, wenn b die Breite der Liderung ist; so daß man, unter φ wieder den zugehörigen Reibungscoefficienten verstanden, die Reibungswiderstände der Kolben zu $\varphi b \pi d_s h\gamma$ und $\varphi b \pi d_g h\gamma$ anzunehmen hat.

Der letztere Werth mag auch der Sicherheit wegen für den Niedergang des Gegenkolbens G vorausgesetzt werden, obwohl dieser Kolben in diesem Falle einem Ueberdrucke nicht ausgesetzt ist. Hiernach erhält man für den Niedergang die Bedingung:

$$P_n + G = \frac{\pi}{4}(d_g^2 - d_s^2) h\gamma + G = \varphi b \pi (d_s + d_g) h\gamma \quad . \quad (3)$$

und für den Aufgang

$$P_o - G = \frac{\pi}{4} d_s^2 h\gamma - G = \varphi b \pi (d_s + d_g) h\gamma \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

Vernachlässigt man das Eigengewicht G, was bei großem Gefälle h angängig ist, so erhält man aus (3) und (4):

$$d_g^2 = 2 d_s^2 \quad \text{oder} \quad d_g = d_s\sqrt{2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

und zwar folgt aus (3):

$$d_g - d_s = 4\varphi b,$$

daher mit Rücksicht auf (5):

$$d_s = \frac{4\varphi b}{\sqrt{2} - 1} = (\sqrt{2} + 1)\, 4\varphi b = 2{,}414 \,.\, 4\varphi b \quad . \quad . \quad (6)$$

$$d_g = d_s\sqrt{2} = 3{,}414 \,.\, 4\varphi b \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

Will man indessen auf das Gewicht G Rücksicht nehmen, so erhält man durch Subtraction der Gleichung (4) von (3):

$$\frac{\pi}{4}(d_g^2 - 2\,d_s^2)\,h\gamma + 2\,G = 0,$$

woraus annähernd mit Rücksicht auf (6):

$$d_g = \sqrt{2\,d_s^2 - \frac{8\,G}{\pi h \gamma}} = d_s\sqrt{2} - \frac{4\,G}{\pi h \gamma d_s \sqrt{2}} = d_s\sqrt{2} - \frac{\sqrt{2}-1}{\varphi b \pi h \gamma \sqrt{2}}\,G \quad (8)$$

folgt. Die Gleichung (3) liefert unter Berücksichtigung von G:

$$d_g - d_s = 4\,\varphi b - \frac{4\,G}{\pi h \gamma (d_g + d_s)}$$

oder mit dem Werthe von d_g aus (8):

$$d_s(\sqrt{2}-1) - \frac{\sqrt{2}-1}{\varphi b \pi h \gamma \sqrt{2}}\,G = 4\,\varphi b - \frac{\sqrt{2}-1}{\pi h \gamma \varphi b\,(\sqrt{2}+1)}\,G.$$

Hieraus ergiebt sich:

$$d_s = \frac{4\,\varphi b}{\sqrt{2}-1} + \frac{G}{\varphi b \pi h \gamma}\left(\frac{1}{\sqrt{2}} - \frac{1}{\sqrt{2}+1}\right)$$

$$= (\sqrt{2}+1)\,4\,\varphi b + \frac{G}{\varphi b \pi h \gamma}\,\frac{2-\sqrt{2}}{2} \quad \ldots\ldots \quad (9)$$

und wegen (8):

$$d_g = (2+\sqrt{2})\,4\,\varphi b + \frac{G}{\varphi b \pi h \gamma}\,\frac{3\sqrt{2}-4}{2} \quad \ldots\ldots \quad (10)$$

Der Sicherheit wegen macht man beide Durchmesser noch etwas größer und tödtet die überschüssige Kraft bei einem zu schnellen Steuerkolbenspiele durch die aus dem Frühern bekannten Regulirungshähne. Den Beobachtungen an bestehenden besseren Maschinen zufolge kann man $\varphi b = 0{,}025$ Fuß $= 0{,}008$ m annehmen, welche Zahl bei Zugrundelegung eines Reibungscoefficienten $\varphi = 0{,}25$ der Breite einer Manschettenliderung von 32 mm entsprechen würde. Um beim Durchgange des Wassers durch den Steuercylinder möglichst kleine hydraulische Widerstände zu erhalten, giebt man übrigens diesem Cylinder gern denselben Querschnitt wie den Communications- und Einfallröhren. Wenn daher die vorstehend entwickelten Formeln für d_s einen Durchmesser ergeben, welcher kleiner ist als derjenige der Einfallröhren, so kann man von vornherein darauf rechnen, daß eine überschüssige Kraft durch die Stellhähne aufzuheben sein wird.

Beispiel. Es sei für eine Wassersäulenmaschine von 100 m Gefälle das Zweikolbensteuersystem anzuordnen und möge das Gewicht der Kolben zu $G = 100$ kg im Voraus geschätzt werden. Ohne Rücksicht auf dieses Kolbengewicht hat man mit $\varphi b = 0{,}01$ nach (6) und (7):

$$d_s = 2{,}414 \,.\, 4 \,.\, 0{,}01 = 0{,}096 \text{ m}$$

und

$$d_g = 3{,}414 \,.\, 4 \,.\, 0{,}01 = 0{,}136 \text{ m}.$$

Mit Berücksichtigung des Gewichtes dagegen erhält man nach (9) und (10):

$$d_s = 2{,}414\,.\,4\,.\,0{,}01 + \frac{100}{0{,}01\,.\,3{,}14\,.\,100\,.\,1000}\cdot\frac{2 - 1{,}414}{2}$$
$$= 0{,}096 + 0{,}009 = 0{,}105\,\mathrm{m}$$

und

$$d_g = (2 + 1{,}414)\; 4\,.\,0{,}01 + \frac{100}{0{,}01\,.\,3{,}14\,.\,100\,.\,1000}\cdot\frac{3\,.\,1{,}414 - 4}{2}$$
$$= 0{,}136 + 0{,}004 = 0{,}140\,\mathrm{m}.$$

Man würde also mit Sicherheit auf die gewünschte Wirkung der Steuerung rechnen können, wenn man dem Steuerkolben etwa einen Durchmesser von 120 mm und dem Gegenkolben einen solchen von 160 mm geben würde. Bei diesen kleinen Kolbendurchmessern fällt allerdings der Verbrauch an Steuerwasser entsprechend gering aus, dagegen aber werden die hydraulischen Widerstände des Wassers beim Durchgange durch diesen Cylinder um so größer, je enger der letztere im Verhältniß zur Einfallröhre ist. Gesetzt, die letztere habe einen Durchmesser $d_e = 0{,}150$ m, und man gäbe dem Steuercylinder denselben Durchmesser, so hätte man dem Gegenkolben einen Durchmesser

$$d_g = d_s \sqrt{2} = 0{,}150\,.\,1{,}414 = 0{,}212\,\mathrm{m}$$

zu geben und die überschüssigen Kräfte beim Auf- und Niedergange des Steuerkolbens durch die zugehörigen Stellhähne zu vernichten.

Bei dem Dreikolbensysteme ist der Gang der Berechnung im Ganzen nicht von dem vorigen verschieden, nur hat man hier den Vortheil, daß man den einen Kolbendurchmesser beliebig, z. B. den eigentlichen Steuerkolbendurchmesser so groß annehmen kann, als die Einfallröhre weit ist. Die Steuerung bei der in Fig. 394 abgebildeten zweicylinderigen Wassersäulenmaschine wird hiernach auf folgende Weise zu berechnen sein. Bezeichnen wir den Durchmesser des untern oder ersten Steuerkolbens durch d_s, den des zweiten durch d_t und den des oben aufsitzenden Gegenkolbens durch d_g, so können wir wegen des nöthigen Niederganges setzen:

$$d_s^2 - d_t^2 + d_g^2 + \frac{4\,G}{\pi h \gamma} = 4\,\varphi b\,(d_s + d_t + d_g)\;.\;.\quad (11)$$

und wegen des Aufganges:

$$d_t^2 - d_s^2 - \frac{4\,G}{\pi h \gamma} = 4\,\varphi b\,(d_s + d_t + d_g)\;.\;.\;.\;.\quad (12)$$

Aus d_s lassen sich nun mit Hülfe dieser Formeln d_t und d_g berechnen. Der Sicherheit und der hydraulischen Hindernisse wegen nimmt man aber d_t noch etwas größer an, als sich aus diesen Formeln berechnen läßt. Führt man den für d_t angenommenen Werth in die Gleichung

$$2\,(d_s^2 - d_t^2) + d_g^2 + \frac{8\,G}{\pi h \gamma} = 0$$

ein, welche sich ergiebt, wenn (12) von (11) subtrahirt wird, so erhält man den Werth des Durchmessers vom dritten Kolben:

$$d_g = \sqrt{2 (d_t^2 - d_s^2) - \frac{8 G}{\pi h \gamma}},$$

den man aus den eben angeführten Gründen ebenfalls sehr reichlich nimmt.

Für die Steuerung der in Fig. 396 abgebildeten Wassersäulenmaschine lassen sich folgende Formeln entwickeln. Es bezeichne h_1 die mittlere Höhe der Kraft- und h_2 die der Lastwassersäule, ferner d_s den Durchmesser des Steuerkolbens, d_g den des Gegenkolbens und d_k den Durchmesser der hohlen Kolbenstange des letztern Kolbens. Es ist dann die Kraft beim Niedergange:

$$\frac{\pi}{4} [d_s^2 (h_1 - h_2) + (d_g^2 - d_k^2) h_1 - d_g^2 h_1] \gamma + G,$$

und die des Aufganges:

$$\frac{\pi}{4} [d_g^2 h_1 - (d_g^2 - d_k^2) h_2 - d_s^2 (h_1 - h_2)] \gamma - G;$$

daher:

$$d_s^2 - \frac{h_1}{h} d_k^2 + \frac{4 G}{\pi h \gamma} = 4 \varphi b (d_s + d_g + d_k) \quad . \quad . \quad (13)$$

und

$$d_g^2 - d_s^2 + \frac{h_2}{h} d_k^2 - \frac{4 G}{\pi h \gamma} = 4 \varphi b (d_s + d_g + d_k) \quad (14)$$

Hat man d_s gegeben, so kann man hiernach d_g und d_k berechnen, muß aber aus bekannten Gründen für d_g einen etwas größern, sowie für d_k einen etwas kleinern Werth in Anwendung bringen. Uebrigens rechnet man leichter mit den Formeln, welche durch Addition und Subtraction von (13) und (14) entstehen:

$$d_g^2 - d_k^2 = 8 \varphi b (d_s + d_g + d_k) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (15)$$

und

$$d_g^2 + \frac{h_1 + h_2}{h} d_k^2 = 2 d_s^2 + \frac{8 G}{\pi h \gamma} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (16)$$

Für die in Fig. 402 (a. f. S.) abgebildete und bereits oben im Allgemeinen kennen gelernte Steuerung einer Clausthaler Wassersäulenmaschine hat man endlich, wenn d_s den Durchmesser des Steuerkolbens, d_g den Durchmesser des obern oder Gegenkolbens und d_w den des untern oder Wendekolbens bezeichnet, die Kraft beim Niedergange:

$$\frac{\pi}{4} [d_s^2 (h_1 - h_2) - d_g^2 h_1] \gamma + G,$$

und hingegen beim Aufgange:

$$\frac{\pi}{4} [d_w^2 (h_1 - h_2) - d_s^2 (h_1 - h_2) + d_g^2 h_1] \gamma - G;$$

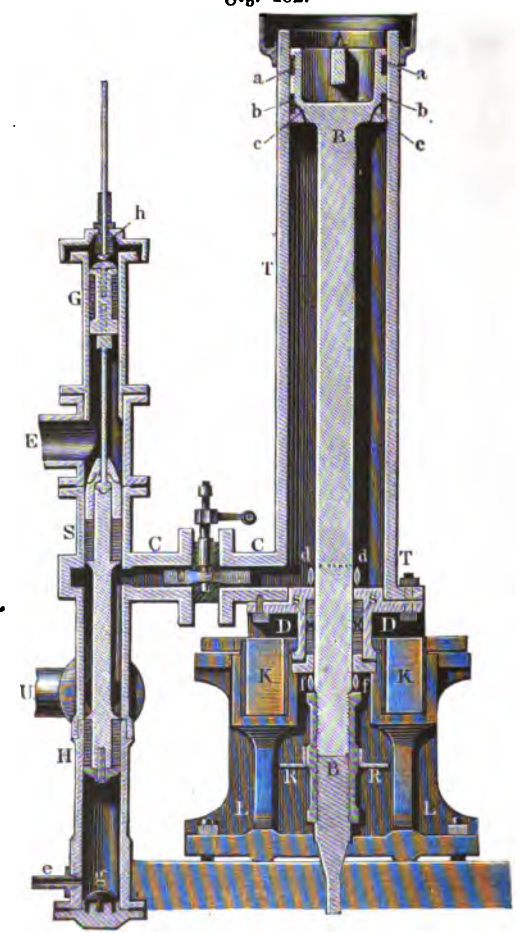
daher:

$$d_s^2 - \frac{h_1}{h} d_g^2 + \frac{4\,G}{\pi h \gamma} = 4\,\varphi b\,(d_s + d_g + d_w) \quad . \quad . \quad (17)$$

und

$$d_w^2 - d_s^2 + \frac{h_1}{h} d_g^2 - \frac{4\,G}{\pi h \gamma} = 4\,\varphi b\,(d_s + d_g + d_w) \quad (18)$$

Fig. 402.



Beispiel. Wenn bei der letztgedachten Maschine die Druckhöhen $h_1 = 216$ m und $h_2 = 24$ m betragen, ferner das Gewicht der Kolbenverbindung $G = 85$ kg und der Steuerkolbendurchmesser 0,160 m angenommen wird, so ergeben sich die Durchmesser der übrigen Kolben wie folgt. Es bestimmt sich aus (17) und (18) durch Addition

$$d_w^2 = 8\,\varphi b\,(d_s + d_g + d_w) = 2\,d_s^2 - 2\,\frac{h_1}{h}\,d_g^2 + \frac{8\,G}{\pi h \gamma}$$

oder mit $\varphi b = 0{,}008$:

$$d_w^2 = 8\,.\,0{,}008\,(0{,}160 + d_g + d_w) = 2\,.\,0{,}160^2 - 2\,\frac{216}{216 - 24}\,d_g^2 + \frac{8\,.\,85}{3{,}14\,.\,192\,.\,1000}.$$

Durch Ausrechnung erhält man hieraus die beiden Gleichungen:

$$d_w^2 = 0{,}064\,(0{,}160 + d_g + d_w)$$

und

$$d_w^2 = 0{,}0523 - 2{,}25\,d_g^2.$$

Die letzte Gleichung liefert mit $d_g = 0{,}1$ m $d_w^2 = 0{,}0523 - 0{,}0225 = 0{,}0298$, also $d_w = 0{,}172$ und dieser Werth für d_w in die erste Gleichung eingesetzt giebt

$$d_w^2 = 0{,}064\,(0{,}160 + 0{,}1 + 0{,}172) = 0{,}0276,$$

daher

$$d_w = 0{,}166.$$

Da diese Werthe nur wenig verschieden sind, würde man $d_g = 0{,}1$ m und $d_w = 0{,}17$ m annehmen können. In Wirklichkeit ist $d_g = 0{,}108$ m und $d_w = 0{,}142$ m, woraus geschlossen werden kann, daß hier φb noch etwas kleiner als 0,008 ausfällt.

Um genauer zu rechnen, hätte man noch den Querschnitt der Steuerkolbenstange in Betracht zu ziehen.

Steuerwasserquantum. Das Steuerwasserquantum oder das §. 171.
Wasser, welches zur Bewegung der Steuerkolbenverbindung verwendet wird, giebt zu einem besondern Arbeitsverluste oder zur Herabziehung des Wirkungsgrades Veranlassung, weil es dem eigentlichen Betriebswasser entzogen wird. Man soll es daher auch so viel wie möglich herabziehen und deshalb nicht nur den Gegenkolbendurchmesser d_g, sondern auch den Weg des Steuerkolbens möglichst klein machen. Dieser Weg hängt aber von der Höhe des Steuerkolbens und von der Höhe der Verbindungsröhre, und erstere wieder von der letztern ab; aus diesem Grunde hat man also die Verbindungsröhre, welche den Steuercylinder mit dem Treibcylinder verbindet, möglichst niedrig zu machen und zur Erlangung des nöthigen Querschnitts die Breite entsprechend groß anzunehmen. Deshalb ist denn auch diese Röhre gewöhnlich rechteckig im Querschnitte und hat mit dem Treibcylinder einerlei Weite d. Soll der Querschnitt dieser Röhre dem der Einfallröhre gleich sein, so hat man:

$$a\,d = \frac{\pi\,d_e^2}{4},$$

folglich die Höhe der Verbindungsröhre

$$a = \frac{\pi\,d_e^2}{4\,d}$$

zu nehmen. Damit der Steuerkolben beim halben Hube richtig abschließe, macht man ihn dreimal so hoch als die Röhre, nimmt also dessen Höhe $a_1 = 3a$, deshalb ist der Steuerkolbenweg selbst:

$$l_s = a_1 + a = 3a + a = 4a,$$

und das pr. Spiel verbrauchte Steuerwasserquantum:

$$q_s = \frac{\pi d_g^2}{4} l_s = \pi a d_g^2.$$

Macht nun die Maschine pr. Minute n Spiele, so ist das pr. Secunde verbrauchte Steuerwasserquantum:

$$Q_s = \frac{n l_s}{60} \frac{\pi d_g^2}{4} = \frac{n a}{60} \pi d_g^2,$$

und daher der entsprechende Verlust an Leistung pr. Secunde:

$$L_s = \frac{n l_s}{60} \frac{\pi d_g^2}{4} h \gamma = \frac{l_s}{l} \left(\frac{d_g}{d}\right)^2 L.$$

Es wird also dieser Verlust um so kleiner, je größer der Treibkolbenhub l ist, je weniger Spiele also die Maschine macht.

Was endlich noch die äußere sowie die Hülfssteuerung anlangt, so ist die Kraft, welche die Bewegung derselben beansprucht, so klein, daß wir dieselbe recht gut außer Acht lassen oder uns wenigstens mit deren Abschätzung begnügen können. Ueber die hierbei vorkommende Umsetzung der Bewegung wird in Thl. III, 1, bei Besprechung der Zwischenmaschinen ausführlich gehandelt.

Beispiel. Wenn bei der im Beispiele zu §. 169 berechneten Wassersäulenmaschine ein Steuerkolben von $d_e = 0{,}226$ m Durchmesser und daher ein Gegenkolben von $0{,}226 \sqrt{2} = 0{,}320$ m angewendet wird, wenn ferner die Verbindungsröhre die Höhe

$$a = \frac{\pi d_e^2}{4d} = \frac{\pi \,.\, 0{,}226^2}{4 \,.\, 0{,}505} = 0{,}080 \text{ m},$$

und deshalb der Steuerkolben die Höhe

$$a_1 = 3a = 0{,}240 \text{ m}$$

erhält, und sein Spiel den Hub

$$l_s = a_1 + a = 0{,}320 \text{ m}$$

beträgt, so hat man das Steuerwasserquantum pr. Spiel:

$$q_s = \frac{\pi}{4} 0{,}320^2 \,.\, 0{,}320 = 0{,}0257 \text{ cbm},$$

und daher den entsprechenden Arbeitsverlust pr. Secunde:

$$L_s = \frac{n}{60} q_s h \gamma = \frac{4}{60} 0{,}0257 \,.\, 100 \,.\, 1000 = 171 \text{ mkg} = 2{,}3 \text{ Pferdekräfte.}$$

Sicherlich würde man ökonomischer verfahren, wenn man einen schwächern Steuerkolben und eine niedrigere Communicationsröhre anwendete, denn wenn man auch dadurch die hydraulischen Hindernisse etwas vermehrte, so würde man doch dadurch an Leistung nicht so viel verlieren, wie durch Ersparniß an Steuerwasser gewinnen.

Erfahrungsresultate. Ueber die Leistungen der Wassersäulenmaschinen sind erschöpfende Versuche nicht angestellt worden. In der Regel werden diese Maschinen nur in Bergwerken zum Heben des Wassers durch Pumpen verwendet, und es erstrecken sich die gemachten Versuche nur auf die Ermittelung der Leistung von der ganzen aus der Wassersäulenmaschine und aus Pumpen bestehenden Maschine. Da nun aber über die Pumpen selbst hinreichend sichere Beobachtungen ebenfalls nicht bekannt sind, so läßt sich allerdings mit aller Sicherheit der Wirkungsgrad der Wassersäulenmaschine nicht berechnen. Dagegen ist es sehr leicht, eine angenäherte Bestimmung dieses Wirkungsgrades zu finden, wenn man die Voraussetzung macht, daß die Wirkungsgrade der Wassersäulenmaschinen und Pumpen in einem bestimmten Verhältnisse zu einander stehen; diese Voraussetzung läßt sich aber recht gut machen, da beide Maschinen in ihrer Construction und Bewegungsweise einander sehr ähnlich sind. Gewiß rechnet man nicht zum Vortheil für die Wassersäulenmaschine und entfernt sich überhaupt nicht sehr von der Wahrheit, wenn man den Arbeitsverlust der ganzen Maschine zur Hälfte der Wassersäulen- und zur Hälfte der Pumpenmaschine beimißt. Die Rechnung hierbei ist sehr einfach. Die disponible Leistung ist: §. 172.

$$L = \frac{n}{60}(Fl + F_w l_w)\, h\gamma,$$

wofern F_w den Querschnitt und l_w den Hub des Wendekolbens bezeichnet, die gewonnene Leistung aber ist $\frac{nl}{60} F_p h_p \gamma$, wenn F_p den Querschnitt der Pumpenkolben und h_p die Höhe bezeichnet, auf welche das Wasser durch die Pumpen gefördert wird. Der Arbeitsverlust ist daher:

$$L_1 = \frac{n}{60}(Fl + F_w l_w)\, h\gamma - \frac{nl}{60} F_p h_p \gamma$$
$$= \frac{n}{60}[(Fl + F_p l_w)\, h - F_p l h_p]\, \gamma,$$

und demnach der Wirkungsgrad der Wassersäulenmaschine:

$$\eta = 1 - {}^1/_2 \frac{(Fl + F_w l_w) h - F_p l h_p}{(Fl + F_w l_w) h} = {}^1/_2 + \frac{F_p l h_p}{2(Fl + F_w l_w) h}$$
$$= {}^1/_2 (1 + \eta_1),$$

wenn η_1 den Wirkungsgrad der ganzen Maschine bezeichnet. Hierbei wird freilich vorausgesetzt, daß Wasserverluste nicht vorkommen; bei gutem Zustande der Maschinen sind diese auch so klein, daß man sie außer Acht lassen kann. Unter Anderm findet Herr Jordan, der Erbauer der Clausthaler Maschine, den mittlern Wasserverlust der Wassersäulenmaschine gleich $^1/_4$ und den der Pumpen gleich $2^1/_4$ Proc. Die Ausführung der Versuche ist nun dadurch zu bewirken, daß man die Regulirungsapparate in der Einfall- und Austragröhre vollständig öffnet, und die Steighöhe der Pumpen so weit erhöht, bis die Maschine regelmäßig die verlangte Anzahl von Spielen vollbringt.

Durch Versuche der Art fand Jordan an der einen der zwei Schwestermaschinen in Clausthal: bei 4 Spielen pr. Minute $\eta_1 = 0,6568$ und bei 3 Spielen $\eta_1 = 0,7055$, und es ist daher im ersten Falle

$$\eta = \frac{1,6568}{2} = 0,8284,$$

und im zweiten

$$\eta = \frac{1,7055}{2} = 0,8527,$$

folglich im Mittel

$$\eta = \frac{1,6811}{2} = 0,84$$

anzunehmen.

Wenn es nicht thunlich ist, die höchste Wirkung einer Wassersäulenmaschine durch Vergrößerung der Steighöhe des Pumpenwerks zu erlangen, so kann man auch den zur Ermittelung des Wirkungsgrades nöthigen regelmäßigen Gang durch Verminderung der Kraftwassersäule sich verschaffen; jedoch ist dieses Verfahren nur dann zulässig, wenn die Kraftreserve der Maschine nicht bedeutend und also auch die abzutragende Wassersäule nicht sehr hoch ist. In Freiberg hat man die Verminderung der Wassersäule bloß durch wirkliches Einfallen des Aufschlagwassers in die Einfallröhre bewirkt, und den eigentlichen Wasserstand in dieser durch eine an einen Faden aufgehängte Schwimmkugel gemessen. Auf diese Weise hat sich bei der Wassersäulenmaschine auf Alte Mordgrube, wenn dieselbe pr. Minute drei Spiele machte,

$$\eta_1 = 0,684,$$

folglich der Wirkungsgrad der bloßen Wassersäulenmaschine

$$\eta = \frac{1,684}{2} = 0,84$$

herausgestellt.

Die meisten Angaben über die Wirkung anderer Wassersäulenmaschinen sind zu unsicher, um ihnen einen Werth beilegen zu können, weil sie sich auf

Beobachtungen bei nicht völlig geöffneter Tagepipe stützen und die Stellung dieser nicht hinreichend genau beobachtet worden ist. Nimmt man den einer gewissen Stellung dieser Pipe entsprechenden Widerstandscoefficienten ζ aus der Tabelle in Thl. I, so läßt sich daraus das hierbei durch diesen Apparat vernichtete Gefälle y berechnen, indem man setzt:

$$y = \zeta \frac{v_e^2}{2g} = \zeta \left(\frac{d}{d_e}\right)^4 \frac{v^2}{2g},$$

und man kann daher auch den Wirkungsgrad durch die Formel:

$$\eta = \frac{1}{2}\left[1 + \frac{F_p l h_p}{Fl\left[h - \zeta\left(\frac{d}{d_e}\right)^4 \frac{v^2}{2g}\right] + F_w l_w h}\right]$$

berechnen.

Beispiel. Eine Wassersäulenmaschine consumirt pr. Spiel 0,3 cbm Kraft- und 0,012 cbm Steuerwasser, das Gefälle derselben ist 100 m, ferner die mittlere Geschwindigkeit des Wassers in der Einfallröhre 1,8 m und die Stellung der in einem kreisförmigen Drosselventile bestehenden Tagepipe 60°. Wenn nun durch dieselbe pr. Spiel ein Wasserquantum von 0,1 cbm 150 m hoch gehoben wird, wie groß ist der Wirkungsgrad dieser Maschine zu setzen? Nach Thl. I ist für 60° Stellung der Klappe $\zeta = 118$, daher:

$$\zeta \frac{v_e^2}{2g} = 118 \,.\, 0{,}051 \,.\, 1{,}8^2 = 19{,}5 \text{ m},$$

folglich läßt sich setzen:

$$\eta = \frac{1}{2}\left(1 + \frac{0{,}1 \,.\, 150}{0{,}3\,(100 - 19{,}5) + 0{,}012 \,.\, 100}\right) = \frac{1}{2}\,(1 + 0{,}592) = 0{,}796.$$

Rotirende Wassersäulenmaschinen. Die im Vorstehenden be- §. 173.
sprochenen Wassersäulenmaschinen bezwecken nur die Erzeugung einer hin- und hergehenden Bewegung der mit ihnen verbundenen Pumpenkolben. Man hat außerdem, namentlich in der neuern Zeit, auch solche Wassersäulenmaschinen ausgeführt, welche nach Art von Dampfmaschinen die rotirende Bewegung einer Kurbelwelle erzeugen. Beispiele solcher Maschinen sind bereits in Thl. III, 2, angegeben. So ist der dort angeführte, zur Förderung dienende Adriany'sche Wassersäulengöpel des Andreas-Schachtes zu Schemnitz als eine Zwillingsmaschine mit zwei doppeltwirkenden Wassersäulencylindern anzusehen, deren Zweck in der Umdrehung des Förderkorbes besteht. Ebenso findet sich die Anordnung einer Schwungradwelle als Hülfsrotationsaxe zur Ausgleichung der Bewegung bei der in Thl. III, 2, angeführten Jordan'schen Pumpenmaschine des Königin Maria-Schachtes zu Clausthal. In beiden Fällen ist zum Betriebe Wasser von natürlichem Gefälle verwendet, dessen Höhe in Schemnitz 111 m und in Clausthal 368,4 m beträgt. Man

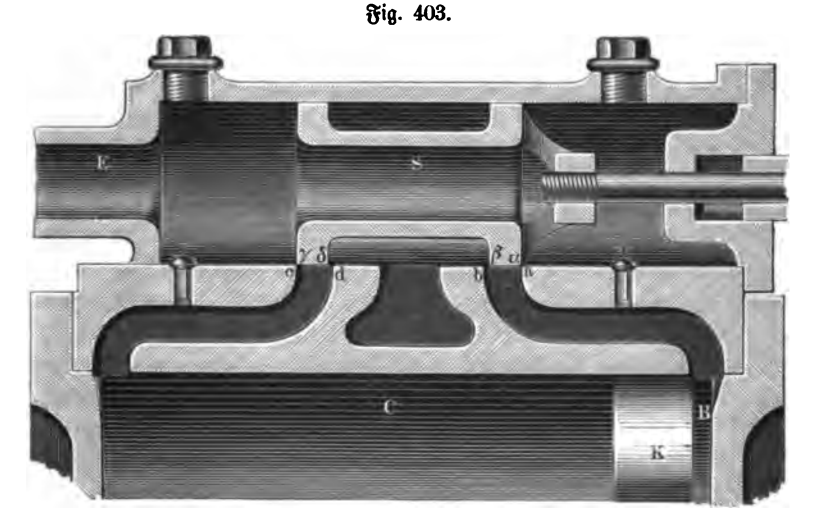
hat aber auch mehrfach ein künstlich erzeugtes Gefälle zum Betriebe rotirender Wassersäulenmaschinen benutzt, welches dadurch beschafft wird, daß eine vorhandene Pumpe das von der Maschine abfließende Wasser auf eine bestimmte Höhe zurückhebt, so daß es von Neuem der Wassersäulenmaschine als Kraftwasser zugeführt werden kann. Dies findet beispielsweise bei der Maschine des Steinkohlenbergwerkes „Kronprinz Friedrich Wilhelm“ bei Saarbrücken statt. Hier wird die Reservekraft einer vorhandenen Dampfkunst dazu verwendet, das erforderliche Betriebswasser für die Wassersäulenmaschine auf eine Höhe von 94 m zu heben. Diese Anordnung einer indirecten Wirkung ist aus dem Grunde gewählt worden, weil es nicht möglich war, an der unterirdischen Betriebsstelle selbst, wo die Kraft für Förder-, Pump- und Ventilationszwecke nöthig ist, eine Dampfmaschine aufzustellen. Das Kraftwasser dient daher in diesem Falle als ein bequemes Mittel zur Transmission der Arbeit nach entfernten Stellen, und diese Art der hydraulischen Kraftübertragung hat ihre großen Vorzüge vor den sonst zu gleichem Zwecke anwendbaren Mitteln, wie Wellenleitungen, Drahtseilen u. s. w. Aus dem gleichen Grunde hat man denn auch in der neuesten Zeit Wasser von bedeutender Pressung dazu benutzt, die Maschinen zum Bohren der Sprenglöcher bei der Ausführung von Tunneln zu verwenden, in welcher Hinsicht die Brandt'sche hydraulische Drehbohrmaschine anzuführen ist. Bei derselben wird der mit großem hydrostatischem Drucke gegen das Gestein gepreßte Drehbohrer durch eine Wassersäulenzwillingsmaschine in Drehung versetzt, für welche das Betriebswasser einem Accumulator entnommen wird, worin das eingeschlossene Wasser durch die Belastung des Accumulatorkolbens einer Pressung von 100 bis 200 Atmosphären ausgesetzt ist, und welchem durch eine Dampfpumpe das Wasser stetig von Neuem wieder zugedrückt wird. Endlich hat man auch in neuerer Zeit in mit Wasserleitungen versehenen Städten den Druck des aus den Röhren ausfließenden Wassers zur Bewegung kleiner rotirender Wassersäulenmaschinen benutzt und hierdurch in vielen Fällen für die Kleinindustrie recht brauchbare kleine Kraftquellen geschaffen, welche zwar nicht besonders ökonomisch arbeiten, aber den unter Umständen unschätzbaren Vortheil darbieten, daß sie leicht und ohne Schwierigkeiten überall aufzustellen und zu betreiben sind. Diese kleinen Wasserkraftmaschinen beruhen zum Theil auf der Wirkungsweise der Turbinen oder derjenigen der Kapselräder (s. Thl. III, 2), meistens aber sind es Maschinen mit Cylindern und Kolben nach Art der Dampfmaschinen und von dieser Gattung ist hier besonders die unter dem Namen des Schmidt'schen Motors bekannt gewordene Maschine mit oscillirendem Cylinder zu erwähnen.

Der fast vollständige Mangel an Zusammendrückbarkeit des Wassers macht bei allen diesen Rotationsmaschinen die Anwendung gewisser Sicher-

heitsmittel erforderlich, durch welche die Stoßwirkungen und Erschütterungen vermieden werden, welche ohnedies wegen der gedachten Incompressibilität des Wassers entstehen. Wenn nämlich die Austrittsöffnung des aus dem Cylinder tretenden Abflußwassers durch den Steuerungsschieber verschlossen wird, noch ehe der Kolben seinen vollen Lauf beendet hat, so setzt das auf diese Weise abgeschlossene Wasser dem Kolben einen so großen Widerstand entgegen, daß Brüche oder mindestens sehr harte Stöße unvermeidlich sind im Gegensatze zu den durch Dampf oder comprimirte Luft betriebenen Maschinen, bei denen die Stöße wegen der Elasticität des eingeschlossenen Fluidums nicht auftreten.

Das einfachste Mittel, diesen Uebelstand zu vermeiden, besteht darin, daß man die Austrittsöffnung des Wassers niemals vollständig durch den Steuer-

Fig. 403.



kolben oder Schieber abschließen läßt, sondern am Ende des Kolbenlaufs noch eine geringe Austrittsöffnung beläßt. Hiermit ist allerdings ein gewisser Wasserverlust verbunden, wie man aus der Fig. 403 leicht erkennt, in welcher S den Steuerkolben oder Schieber und K den Kraftkolben vorstellt. Wenn der letztere, von links kommend, am Ende seines Weges angekommen ist, hat der Steuerkolben in seiner nach links gerichteten Bewegung genau seine Mittelstellung erreicht. Es ist dann dem Wasser vor dem Kolben in B noch eine geringe Austrittsöffnung zwischen b und β nach dem Austragrohre A hin belassen, wenn der gedachten Anordnung gemäß die Breiten $\alpha\beta$ und $\gamma\delta$ der Steuerkolben etwas kleiner gemacht sind als die lichten Canalweiten ab und cd. Hieraus ist daher ersichtlich, daß in der

unmittelbar vorhergegangenen Zeit eine Communication des Einfallwassers in E mit dem Austragrohre A durch die Spalten zwischen c und γ, sowie zwischen d und δ stattgefunden hat, und daß eine ebensolche Communication in der unmittelbar folgenden Zeit durch die Spalten zwischen a und α, sowie zwischen b und β hergestellt ist, indem nämlich der rechte Canal bei a schon für das Einfallwasser geöffnet wird, noch ehe derselbe bei b von dem Austragrohre ganz abgeschlossen ist. Aus diesem Grunde spricht man bei dieser Steuerung von einer gewissen Voröffnung. Während dieser kleinen Zeiträume findet daher ein directes Uebertreten von Kraftwasser aus dem Steuercylinder E nach dem Austragrohre und hiermit ein entsprechender Arbeitsverlust statt. Dieser Verlust fällt um so größer aus, je höher das Gefälle des Wassers ist. So ist z. B. bei der gedachten Clausthaler Maschine das von derselben verbrauchte Betriebswasser 1,7 mal so groß, wie das theoretisch zur Füllung der Cylinder nur erforderliche, und es muß der größte Theil dieses Wasserverlustes auf Rechnung der vorbeschriebenen Voröffnung gesetzt werden, mit welcher die Steuerkolben arbeiten.

Um diesen Wasserverlust zu vermeiden, hat man auch, besonders bei Maschinen mit hohem Gefälle, zur Anordnung kleiner Stoß- oder Bufferventile gegriffen, welche in den Communicationsröhren zwischen dem Cylinder und Schiebergehäuse derart angebracht werden, daß dieselben stets von dem Druckwasser der Einfallröhre geschlossen gehalten werden und sich nur öffnen, wenn im Cylinder nach Abschluß der Schiebercanäle in Folge der Incompressibilität des Wassers ein größerer Druck sich einstellt. In diesem Falle gestatten diese Ventile, welche bei v in Fig. 403 angedeutet sind, das Zurücktreten einer kleinen Wassermenge aus dem Cylinder nach dem Eintrittsrohre und verhindern ebenfalls wirksam den Stoß. Diese Anordnung, welche schon von Armstrong bei seinen hydraulischen Hebevorrichtungen ausgeführt und in Thl. III, 2, näher besprochen ist, findet sich beispielsweise bei der Saarbrückener Maschine und bei der Brandt'schen Drehbohrmaschine.

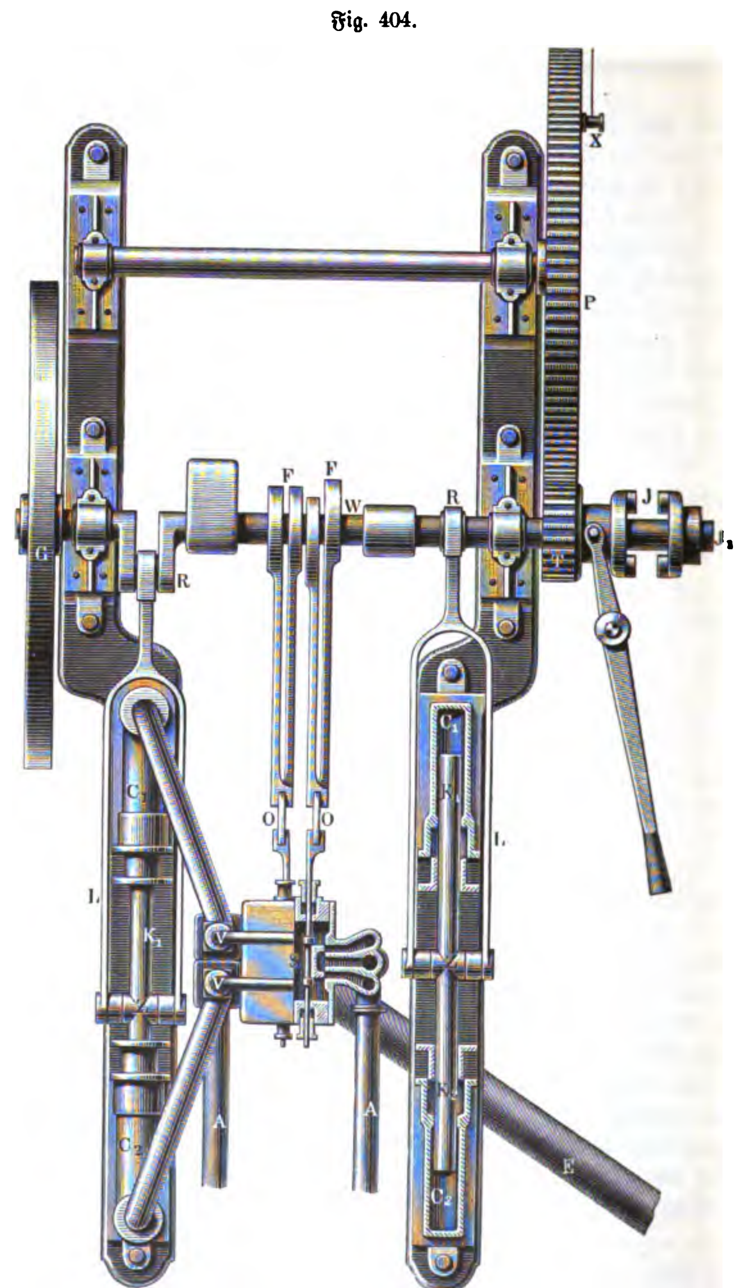
Endlich hat man auch durch die Einschaltung von Windkesseln die Stöße zu vermeiden gesucht, wie dies z. B. bei dem Schmidt'schen Motor, sowie auch in der Zuleitungsröhre der erwähnten Maschine zu Saarbrücken geschieht, doch lassen sich Windkessel nur für mäßige Pressungen verwenden, nicht nur, weil bei großen Druckhöhen leicht ein Zerspringen dieser Behälter eintritt, sondern auch, weil nach einem bekannten physikalischen Gesetze die Luft in demselben Maße von dem Wasser absorbirt wird, in welchem die Pressung zunimmt. Man hat daher in allen Fällen, wo Windkessel angewandt werden, dafür zu sorgen, daß die Luft derselben von Zeit zu Zeit erneuert werde, sei es durch eine kleine Luftpumpe oder durch eine Einrichtung, welche ermöglicht, das Wasser aus dem Windkessel ablaufen zu lassen, wobei sich derselbe mit atmosphärischer Luft füllt.

Es möge nun die Beschreibung der vorstehend erwähnten rotirenden Wassersäulenmaschinen folgen.

Die auf dem Steinkohlenbergwerke Kronprinz Friedrich Wilhelm zu Griesborn bei Saarbrücken*) aufgestellte Wassersäulenmaschine, welche zu Zwecken der Förderung, Wasserwältigung und der Ventilation dient, ist in Fig. 404 (a. f. S.) im Grundrisse dargestellt. Hiernach ist die Maschine eine Zwillingsmaschine nach Art der zweicylindrigen Dampfmaschinen mit rechtwinkelig zu einander gestellten Kurbeln, nur sind an Stelle der zwei doppeltwirkenden Cylinder zwei Paare einfachwirkender Cylinder C_1 und C_2 mit Plungerkolben K_1 und K_2 angeordnet, welche letzteren, aus je einem Stücke bestehend, in ihrer Mitte zwischen den Stopfbüchsen der Cylinder den Zapfen Z enthalten, an welchen die gabelförmige Lenkerstange L gelenkig angeschlossen ist. Diese zweckmäßige Anordnung gestattet jederzeit, auch während der Bewegung, ein bequemes Dichten der Kolben durch Anzug der Stopfbüchsen, während die Anordnung gewöhnlicher Scheibenkolben in doppeltwirkenden Cylindern wegen der Unzugänglichkeit dieser Kolben in dieser Hinsicht Schwierigkeiten veranlaßt haben würde. Auch ist bei dem geringen Durchmesser der Kolben (78,5 mm) die Ausführung scheibenförmiger Kolben schon deshalb nicht gut thunlich, weil die Kolbenstange selbst mit Rücksicht auf ihre Festigkeit nur wenig dünner ausfallen würde, daher die beiden Kolbenflächen sehr verschieden und die Bewegung sehr ungleich hätte werden müssen. Jeder Doppelkolben erhält seine Führung in den beiden zugehörigen Stopfbüchsen, so daß eine besondere Geradführung entbehrlich ist. Die Bewegungsübertragung durch die Lenkerstangen auf die beiden Kurbeln R der doppelt gekröpften Schwungradwelle W ist aus der Figur ersichtlich. Das zum Betriebe der Maschine dienende Kraftwasser von 82,4 m Gefälle tritt aus dem Einfallrohre E in einen Schieberkasten S, in welchem zwei gewöhnliche Muschelschieber nach Art der bei Dampfmaschinen (s. dort) gebräuchlichen die Steuerung der beiden Cylinderpaare bewirken, derart, daß das gebrauchte Wasser durch die Schieberhöhlungen hindurch nach den Abflußröhren A gelangt. Die Bewegung jedes Schiebers wird durch eine Stephenson'sche Coulisse O und zwei zugehörige Excenter F der Schwungradwelle bewirkt, so daß durch Heben und Senken der Coulisse die Maschine behufs des Förderns sowohl linksum wie rechtsum betrieben werden kann. In dem Einfallrohre E befindet sich außer den erforderlichen Absperrventilen ein cylindrischer Windkessel von 0,55 m Durchmesser und 2,15 m Höhe, welcher neben der Maschine in dem tiefsten Punkte der Rohrleitung aufgestellt ist, so daß durch Ablassen des Wassers nach §. 174.

*) Ztschr. f. Berg-, Hütten- und Salinenwesen in Preußen, Jahrg. 1871.

Fig. 404.



vorheriger Absperrung von der Röhre neue Luft in den Windkessel gesaugt werden kann, wenn solches nöthig wird. Durch diesen Windkessel werden die Stöße gemildert, welche sonst die Masse des in der Einfallröhre befindlichen Wassers beim plötzlichen Abstellen hervorruft. Zur Verhütung der Wasserstöße in den Treibcylindern beim Abschlusse der Schiebercanäle sind in den vier Verbindungsröhren zwischen Schieberkasten und Cylindern ebenso viele kleine Klappventile V angebracht, welche oberhalb durch Kupferröhrchen mit dem Einfallwasser im Schieberkasten communiciren.

Die Schwungradwelle W ist einerseits mit dem Schwungrade G versehen, welches gleichzeitig als Riemscheibe zum Betriebe eines kleinen Ventilators dient, während das andere freie Ende die ausrückbare Klauenkuppelung J trägt, um die Vorgelegswelle J_1 eines Förderkorbes je nach Bedarf ein- oder auszurücken. Das Zahngetriebe T endlich greift in ein Zahnrad P einer andern Vorgelegswelle ein, deren Kurbelzapfen X zum Betriebe eines Kunstkreuzes für Pumpen dient.

Die vier Treibkolben haben 78,5 mm Durchmesser oder 48,4 qcm Querschnitt und 0,314 m Hub. Die angestellten Bremsversuche ergaben bei 100 Umdrehungen der Maschine pr. Minute eine effective Leistung von 6,03 Pferdekraft, dabei war der wirksame Druck im Windkessel im Mittel gleich 6,75 kg pr. Quadratcentimeter, entsprechend 67,5 m Druckhöhe, so daß durch die Einfallröhre bis zum Windkessel eine Wassersäulenhöhe von 82,2 — 67,5 = 14,7 m aufgezehrt wurde. Das zur Füllung der Cylinder erforderliche Wasser berechnet sich für den angeführten Versuch zu

$$\frac{4 \,.\, 0{,}00484 \,.\, 0{,}314 \,.\, 100}{60} = 0{,}01013 \text{ cbm} = 10{,}13 \text{ kg},$$

welchem Wasser daher ein absolutes Leistungsvermögen von

$$10{,}13 \,.\, 82{,}2 = 832{,}69 \text{ mkg} = 11{,}10 \text{ Pferdekraft}$$

entspricht. Danach bestimmt sich der Wirkungsgrad der Maschine mit Einschluß der Einfallröhre zu

$$\eta = \frac{6{,}03}{11{,}10} = 0{,}543.$$

Um den Wirkungsgrad der Wassersäulenmaschine allein, ohne Berücksichtigung der Verluste in der Eintragröhre zu bestimmen, hat man die absolute Leistung des aus dem Windkessel tretenden Wassers gleich

$$10{,}13 \,.\, 67{,}5 = 683{,}78 \text{ mkg} = 9{,}12 \text{ Pferdekraft},$$

daher dieser Wirkungsgrad zu

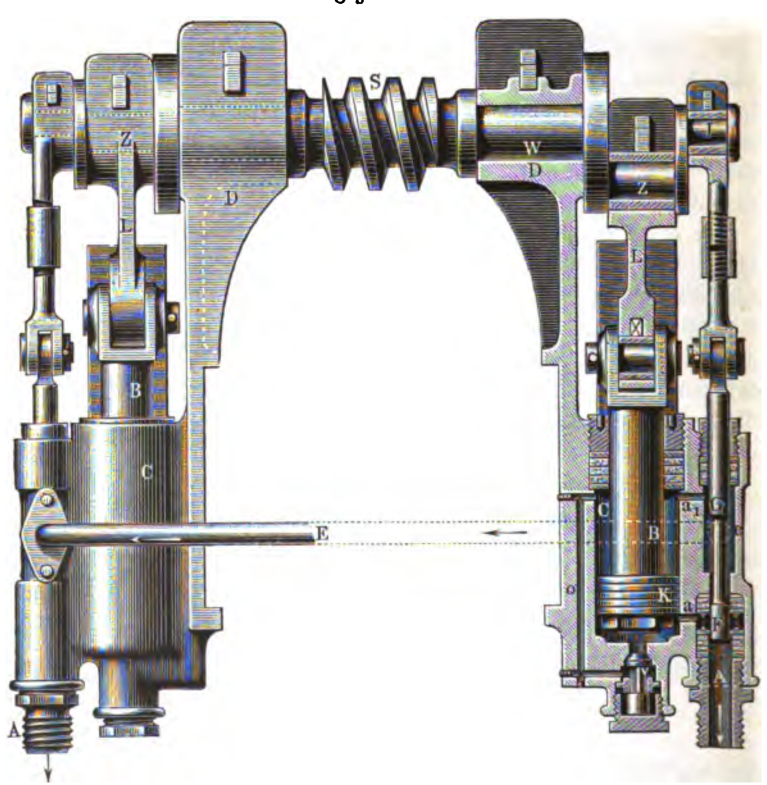
$$\eta = \frac{6{,}03}{9{,}12} = 0{,}661$$

sich ergiebt.

Zur Beschaffung des für die vorstehend beschriebene Maschine erforderlichen Kraftwassers dient eine vorhandene Wasserhaltungsmaschine von überschüssiger Stärke, welche das von der Maschine abgehende Wasser stetig wieder in den Behälter zurückhebt, von welchem es der Maschine zugeführt wird.

Bei der von Brandt*) angegebenen Gesteinsbohrmaschine wird abweichend von den bisher fast ausnahmslos gebrauchten stoßend wirkenden

Fig. 405.



Meißelbohrern ein ringförmiger Kronenbohrer aus hartem Stahl verwendet, welcher durch starken hydrostatischen Druck gegen das Gestein gepreßt wird und eine langsame Umdrehung empfängt. Diese letztgedachte Drehbewegung wird dem Bohrgestänge durch eine zweicylindrige Wassersäulenmaschine ertheilt, welche in Fig. 405 dargestellt ist. In den beiden Cylindern von

*) S. die Brandt'sche hydraulische Gesteinsbohrmaschine von A. Riedler, 1877.

Bronce C, welche mit den Lagern D der Kurbelwelle W zusammengegossen sind, bewegen sich die Kolben K, deren Kolbenstangen B mittelst der Lenkerstangen L die hin- und hergehende Bewegung auf die Kurbelzapfen Z von zwei rechtwinkelig zu einander angebrachten Kurbeln übertragen. Die stählerne Kurbelwelle, welche mit den Kurbeln aus einem Stücke geschmiedet ist, bildet zwischen den Lagern eine Schraube ohne Ende S, welche in ein auf der Bohrstange befestigtes Schneckenrad eingreift, so daß hierdurch das Bohrgestänge in eine langsam rotirende Bewegung (7 bis 10 Umdrehungen pr. Minute) versetzt wird, während die Welle W in der Minute 200 bis 300 Umdrehungen macht. Die Steuerung des durch die Einfallröhre E zutretenden Wassers wird durch den Steuerkolben F bewirkt, und zwar derart, daß das Druckwasser durch den Canal a_1 stets in den Raum zwischen dem Cylinder C und der Kolbenstange über dem Kolben Zutritt findet, so daß die ringförmige obere Kolbenfläche immer dem Drucke des Wassers nach unten unterworfen ist. Dagegen tritt das Wasser in den Raum unter dem Kolben durch den Canal a nur während der halben Zeit, während welcher der Kolben seinen Vorwärtsgang von unten nach oben vollführt. Zu dem Behufe wird der Steuerkolben F durch den excentrisch gestellten Zapfen J abwärts geschoben, so daß dem bei e eintretenden Kraftwasser durch a der Zutritt unter den Kolben K gestattet ist. Der Aufgang des Kolbens wird sonach durch die Differenz der Wasserdrucke auf die beiden Kolbenflächen veranlaßt, während der Kolbenniedergang durch den Druck auf die obere ringförmige Kolbenfläche bewirkt wird, indem für diese Bewegung der emporgezogene Steuerkolben dem Wasser unter dem Kolben durch die Oeffnung a den Austritt nach dem Austragrohre A gestattet, wie dies aus der Figur ersichtlich ist. Da der Querschnitt der Kolbenstange B (38,2 mm Durchmesser) genau halb so groß ist, wie derjenige des Kolbens K (54 mm Durchmesser), so sind, wie sich leicht ergiebt, die beiden Kräfte von gleicher Größe, welche den Hin- und Hergang des Kolbens veranlassen. Die Verstärkung der Steuerkolbenstange bei G auf dieselbe Stärke wie bei F hat nur den Zweck, eine Entlastung des Steuerkolbens zu bewirken.

Da hier der Steuerkolben behufs Vermeidung von Wasserverlusten ohne Voröffnung arbeitet, derselbe vielmehr den Canal a noch vor vollständig beendetem Hub des Kraftkolbens abschließt, so ist aus dem schon oben angegebenen Grunde das kleine Stoßventil v angebracht, welches gegen Ende des Kolbenniederganges sich öffnet, um dem verdrängten Wasser ein Zurücktreten durch den Canal o nach dem stets unter Druck stehenden obern Cylinderraume zu gestatten. Die ganze sehr leichte Maschine ist nicht an einem festen Gestelle, sondern an dem Bohrgestänge befestigt, so daß die Maschine an der Vorwärtsbewegung Theil nimmt, welche dem Bohrer beim Eindringen in das Gestein ertheilt wird. Diese Vorbewegung des Gestänges

wird ebenfalls durch den Druck des Wassers gegen die Endfläche eines ausgebohrten Cylinders bewirkt, welcher sich dichtschließend auf einem feststehenden Plunger verschiebt. Das zum Betriebe erforderliche Druckwasser von 50 bis 200 Atmosphären Pressung wird einem Accumulator entnommen, in welchen es zuvor durch eine kräftige Dampfpumpe hineingepreßt wurde.

Die Maschine, welche ohne das Säulengestell das geringe Gewicht von 120 kg hat, macht bei 60 mm Hub in jeder Minute 200 bis 300 Umdrehungen, und da das von der Schraube ohne Ende bewegte Schneckenrad 28 Zähne erhalten hat, so folgen hierfür 7,1 bis 10,7 Umdrehungen des Bohrers von 78 mm äußerm Durchmesser.

Das zum Betriebe erforderliche Kraftwasser berechnet sich, abgesehen von den unbedeutenden Verlusten durch Undichtheiten, nach dem Vorstehenden für jeden Cylinder und jede Umdrehung gleich dem Inhalte einer Cylinderfüllung von 54 mm Durchmesser und 60 mm Länge, also zu

$$\frac{0,054^2}{4} \cdot \pi \cdot 0,060 = 0,000137 \text{ cbm} = 0,137 \text{ Liter},$$

daher für beide Cylinder und 200 Umdrehungen in der Minute

$$2 . 200 . 0,137 = 54,8 \text{ Liter}.$$

Diese Wassermenge würde bei einem Ueberdrucke von 100 Atmosphären oder circa 1000 m Druckhöhe einer Leistungsfähigkeit pr. Secunde von

$$\frac{54\,800}{60} = 913 \text{ mkg} = 12,2 \text{ Pferdekraft}$$

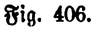
entsprechen, wovon aber außer durch die Kolbenreibung und die hydraulischen Widerstände ein namhafter Theil durch die Reibung an den Gewindegängen der Schnecke aufgezehrt wird, in welcher Hinsicht auf das in Thl. III, 1, über Schrauben Gesagte verwiesen werden muß.

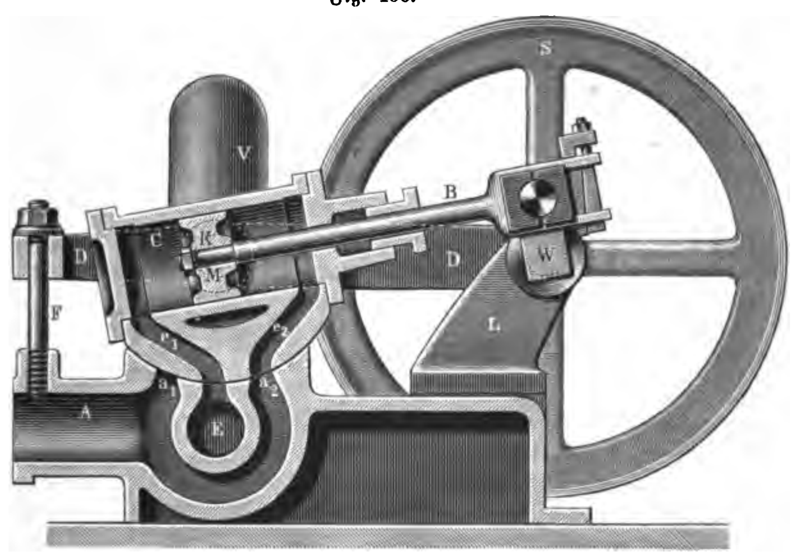
Im Jahre 1870 erließ die städtische Baubehörde in Zürich eine Aufforderung zur Einlieferung kleiner Kraftmaschinen für das Kleingewerbe, welche durch das Wasser der städtischen Wasserversorgung betrieben, eine Leistung von etwa $^1/_2$ bis $^3/_4$ Pferdekraft ausüben sollten. In Folge dessen ging eine größere Anzahl (14) von Motoren ein, worunter auch mehrere ein- und zweicylindrige Wassersäulenmaschinen, von denen die von Schmid*) angegebene eine größere Verbreitung gefunden hat. Diese Maschine ist in Fig. 406 im Durchschnitt dargestellt.

In einem doppeltwirkenden oscillirenden Cylinder C wird der Kolben K durch das abwechselnd von beiden Seiten eintretende Kraftwasser hin- und herbewegt, und es wird diese alternirende Bewegung direct durch die Kolben-

*) Ztschr. d. V. d. Ing., 1872, und Uhland's praktischer Maschinenconstructeur, 1871.

stange B auf die gekröpfte Schwungradwelle W übertragen. Diese Uebertragung wird dadurch ermöglicht, daß der Cylinder C um eine Axe M schwingen kann, die durch zwei seitlich an dem Cylinder befindliche Drehzapfen gebildet ist. Diese Zapfen finden ihre Lagerung in zwei Längsschienen D, welche einerseits an den Lagerböcken L der Welle, andererseits an einer durch die Schraube F gehaltenen Traverse ihre Unterstützung erhalten. Der mit den beiden Canälen e_1 und e_2 versehene Cylinder ist unterhalb zu einer zu M concentrischen Cylinderfläche ausgebildet, welche in der entsprechend ausgedrehten Grundplatte oscillirt. Man erkennt leicht, wie durch diese Oscillation das in E eintretende Wasser in regelrechter


Fig. 406.



Weise abwechselnd vor und hinter den Kolben gelangt, und das gebrauchte Wasser durch die Canäle a_1 und a_2 dem Austragrohre A zugeführt wird. Ein mit dem Eintrittsrohre E verbundener Windkessel V mildert hierbei die Wasserstöße und durch das Schwungrad S wird die Kurbel über ihre todten Punkte hinweggeführt.

Die mit diesen Maschinen angestellten Versuche ergaben einen Wirkungsgrad von 0,80 bis 0,90. Beispielsweise stellt sich bei einer einpferdekräftigen Maschine, deren Cylinderdurchmesser 80 mm und deren Hub 0,160 mm beträgt, bei 60 Umdrehungen in der Minute das erforderliche Wasser zu 7,5 cbm pr. Stunde. Dieses Wasser besitzt bei 4 Atmosphären Ueberdruck ein Leistungsvermögen pr. Secunde von

$$\frac{7500}{60\,.\,60}\,4\,.\,10,336 = 86,13\ \text{mkg},$$

so daß für die effective Leistung von einer Pferdekraft der Wirkungsgrad zu

$$\eta = \frac{75}{86,13} = 0,87$$

folgt.

§. 175. **Die Kraftübertragung durch Wasser.** Es hat sich in neuerer Zeit mehrfach, namentlich beim Bergbau, das Bedürfniß herausgestellt, Kräfte auf größere Entfernungen nach solchen Betriebsstellen zu übertragen, wo, wie in den unterirdischen Strecken der Bergwerke, die Aufstellung von Dampfkesselfeuerungen von vornherein ausgeschlossen ist, und wo die beschränkte Räumlichkeit auch die Anwendung von Drahtseiltransmissionen nicht gestattet. Da auch die Leitung von Dampf in langen Röhren wegen der damit verbundenen Condensirung zu großen Unzuträglichkeiten führt, so hat man, um dem gedachten Bedürfniß zu genügen, bekanntlich vielfach comprimirte Luft verwendet, welche durch einen Compressor (s. Thl. III, 2) in Spannung versetzt, nach dem Betriebsorte geführt wird, um daselbst pneumatische Maschinen nach Art der Dampfmaschinen in Bewegung zu setzen. Wenn auch hiermit der Uebelstand einer Condensirung nicht verbunden ist und der Widerstand der Luft in langen Leitungen erfahrungsmäßig nur sehr gering ist, so läßt sich doch ein ökonomischer Betrieb mit comprimirter Luft aus dem Grunde niemals erreichen, weil man von der Expansionswirkung derselben keinen oder doch nur einen sehr beschränkten Gebrauch machen kann. In Folge einer Expansionswirkung der Luft sinkt nämlich deren Temperatur, wie sich aus dem folgenden Abschnitt über die Wärme ergeben wird, so bedeutend, daß die eintretende Eisbildung jeden Betrieb in Frage stellt. Man kann daher die gedachten pneumatischen Maschinen nur als solche mit Volldruckwirkung der Luft und ohne Expansion ausführen, wobei die Luft bei ihrem Ausblasen die ganze vorher vom Compressor zu ihrer Verdichtung aufgewendete Arbeit ungenützt aus der Maschine entführt. Der hiermit verbundene Arbeitsverlust ist um so größer, je höher die Spannung der Luft war, in welcher Hinsicht auf das in Thl. III, 2, über pneumatische Hebevorrichtungen Angeführte verwiesen werden kann. Aus diesem Grunde hat man überall, wo mit comprimirter Luft gearbeitet worden ist, z. B. bei der Bauausführung der großen Alpentunnel, die Spannung der Luft immer verhältnißmäßig gering, höchstens gleich 6 Atmosphären, angenommen, und trotzdem ist der Wirkungsgrad derartiger Einrichtungen immer nur sehr klein gewesen, wie z. B. bei der Anlage auf der Grube Gerhard Prinz Wilhelm

in Saarbrücken*), woselbst ein Wirkungsgrad der ganzen Anlage sich ergab, welcher ohne Anwendung von Expansion sich zu 0,087 und bei Verwendung zweifacher Expansion zu 0,143 ermittelte.

Deshalb hat man in der neuern Zeit mehrfach zu der Verwendung des gepreßten Wassers als Ferntriebmittel gegriffen, wie unter Anderm die im vorhergehenden Paragraphen angeführte Brandt'sche Gesteinsbohrmaschine zeigt.

Es läßt sich leicht einsehen, daß sich von einer hydraulischen Kraftübertragung ein um so höherer Wirkungsgrad erwarten läßt, je größer die Pressung des Wassers oder je höher die Druckwassersäule im Einfallrohre ist, daß also hierfür das gerade Gegentheil von dem für die pneumatische Kraftübertragung Gesagten gilt. Die Widerstände des Wassers in einer langen Röhrenleitung, auf welche es hier vornehmlich ankommt, sind nämlich nach dem in Thl. I darüber Mitgetheilten unter sonst gleichen Umständen, d. h. bei gleichen Röhrendurchmessern und Längen, nur mit dem Quadrate der Wassergeschwindigkeit c proportional, dagegen von der Pressung oder Druckhöhe ganz unabhängig. Es folgt daher, daß die durch diese Widerstände aufgezehrte Gefällhöhe, welche mit z bezeichnet werden möge, von der ganzen vorhandenen Gefällhöhe h einen um so geringern Procentsatz darstellen wird, je größer diese Gefällhöhe h selbst ist. Wenn man nämlich von dem Wirkungsgrade der Röhrenleitung allein sprechen will, und darunter das Verhältniß des am Austritte noch vorhandenen Leistungsvermögens zu dem des eintretenden Wassers versteht, so hat man diesen Wirkungsgrad:

$$\eta_l = \frac{h - z}{h} = 1 - \frac{z}{h}$$

zu setzen. Würde z. B. für eine Röhrenleitung $z = 15$ m sich finden, so wäre der Wirkungsgrad bei einer Gefällhöhe von

30 m oder etwa 3 Atmosphären gleich 0,50

und für ein Gefälle von

300 m oder 30 Atmosphären gleich 0,95.

Während daher im ersten Falle durch die Leitung die Hälfte der vorhandenen Leistungsfähigkeit des Wassers verloren ginge, würde dieser Verlust im zweiten Falle nur 5 Proc. und bei 100 Atmosphären sogar nur 1,5 Proc. betragen.

Was hier von dem Widerstande der Röhrenleitung gesagt ist, gilt natürlich nicht nur von dem Reibungswiderstande derselben, sondern auch von den

---

*) S. Ztschr. f. Berg-, Hütten- und Salinenwesen in Preußen, 1869.

Verlusten durch Krümmungen, plötzliche Querschnittsveränderungen beim Durchgange durch Ventile, Hähne ꝛc., sowie in Bezug auf alle hydraulischen Hindernisse in der Leitung sowohl wie in der Kraftmaschine, da diese Widerstände sämmtlich nur mit c^2 proportional, dagegen von h unabhängig sind. Nur solche Widerstände der Maschine, welche, wie z. B. die Reibung der Kolbenmanschetten, mit dem Drucke zunehmen, fallen bei höheren Wassersäulen entsprechend größer aus.

Weiter ist zu bemerken, daß für die Uebertragung einer gewissen Arbeit und unter der Voraussetzung einer zulässigen Wassergeschwindigkeit die durchzuführenden Wassermengen und daher auch die Röhrendurchmesser um so kleiner ausfallen, je größer die Gefällhöhe ist, und hiermit ist zwar eine mäßige Vergrößerung der Reibungsverluste, dahingegen der namhafte Vortheil verbunden, daß die Masse des in der Röhrenleitung vorhandenen Wassers kleiner wird und sonach die zu befürchtenden Stoßwirkungen geringer ausfallen. Auch sind enge Röhren leichter in hinreichender Festigkeit herzustellen als weite. Alle diese Verhältnisse lassen sich am besten aus der folgenden Zusammenstellung erkennen, welche die Ermittelungen für eine Röhrenleitung von 1000 m Länge enthält, die für verschiedene Druckhöhen von 30 m bis 1000 m genügt, um bei 1 m Durchflußgeschwindigkeit ein Wasserquantum abzuführen, welchem beim Eintritte ein Leistungsvermögen von 10 Pferdekraft innewohnt. Darin ist als Gefällverlust nur die durch die Röhrenreibung aufgezehrte Höhe angeführt, für welche Verlusthöhe nach Thl. I die Formel:

$$z = \zeta \frac{l}{d} \frac{c^2}{2g} = 0{,}0239 \frac{1000}{d} \frac{1^2}{2 \,.\, 9{,}81} = \frac{1{,}2182}{d}$$

zu Grunde gelegt worden ist.

Verhältnisse einer Röhrenleitung von 1000 m Länge, welche Wasser von einer absoluten Leistung gleich 10 Pferdekraft aufnimmt, und mit 1 m Geschwindigkeit abführt.

Totales Gefälle in Metern . .	30	50	100	200	300	600	1000
Durchmesser in Metern	0,179	0,138	0,098	0,069	0,056	0,040	0,031
Durchflußmenge pr. Secunde in Litern	25	15	7,5	3,75	2,5	1,25	0,75
Reibungsverlust in Metern . .	6,80	8,82	12,42	17,65	21,75	30,45	39,3
Gefällverlust in Procenten . . .	29,3	17,6	12,4	8,8	7,2	5,1	4,0
Wassergehalt in Kilogr.	25000	15000	7500	3750	2500	1250	750

Die Zahlen dieser Tabelle lassen unmittelbar den Vortheil hoher Wasserpressungen erkennen. Während bei 30 m Gefälle die Röhrenwiderstände 29,3 Proc. der ganzen Wasserkraft aufzehren, so daß am Ende der Röhre

noch nicht 71 Proc. übrig bleiben, beträgt dieser Verlust bei 600 und 1000 m Gefälle nur etwa 5 und bezw. 4 Proc. Ein so hoher Druck ist keineswegs als ein extremer anzusehen, wie das Beispiel der Brandt'schen Steinbohrmaschine zeigt, welche mit 150 bis 200 Atmosphären zufriedenstellende Betriebsresultate ergiebt. Die engen schmiedeeisernen Röhren von 60 bis 100 mm Durchmesser und darüber werden durch den Walzproceß heutzutage in vorzüglicher Güte und hinreichender Festigkeit hergestellt, und auch die wasserdichten Verbindungen verursachen keine besonderen Schwierigkeiten. Wasser von so bedeutenden Pressungen läßt sich unter Verwendung von Accumulatoren jederzeit bequem mit Hülfe von Dampfpumpen beschaffen, welche das von den Wassersäulenmaschinen abgehende Betriebswasser anheben und in die Accumulatoren zurückpressen.

Insbesondere wird die Beschaffung des Kraftwassers leicht erreichbar sein bei dem Grubenbetriebe, für welchen die hier betrachtete hydraulische Transmission vorzugsweise von Bedeutung ist. Hier besitzen nämlich die bereits vorhandenen Wasserhaltungsmaschinen meistens eine überschüssige Größe, da diese Maschinen immer für die Bewältigung des größten Wasserandranges bemessen werden müssen und während des regelrechten Betriebes ihre Kraft nur zum Theil zu äußern haben, wie in Thl. III, 2, angegeben ist. Wenn man daher an die Gestänge dieser Wasserhaltungsmaschinen die erwähnten Druckpumpen zur Speisung der Accumulatoren hängt, so hat man hierin ein Mittel, um die Reservekraft der Wasserhaltungsmaschinen an entfernten Stellen der Grubenbaue zu irgend welchen mechanischen Arbeiten, wie Fördern, Pumpen, Ventiliren nutzbar zu machen. Den Accumulator wird man hierbei natürlich über Tage aufstellen, da derselbe alsdann nur eine Belastung zu erhalten hat, welche dem Ueberschusse des geforderten Arbeitsgefälles über die Tiefe der Wassersäulenmaschine unter Tage entspricht. Für Tiefbausohlen wird sogar der Accumulator ganz entbehrt werden können, indem beispielsweise eine um 300 m unter Tage aufgestellte Wassersäulenmaschine schon durch die bloße Zuführung von freiem Tagewasser circa 30 Atmosphären Arbeitsgefälle erhält. Wenn in dem letztern Falle die ganze Förderhöhe durch einen einzigen Pumpensatz bewältigt wird, wie es bei der Aufstellung unterirdischer Wasserhaltungsmaschinen zu geschehen pflegt, so kann sogar das Kraftwasser für die Wassersäulenmaschinen direct aus dem Steigrohre der Wasserhaltungsmaschine entnommen werden, in welchem Falle daher die Beschaffung der Betriebskraft in sehr einfacher Weise ermöglicht ist.

Wassersäulenmaschinen mit Rädern verglichen. Vergleichen wir die Wassersäulenmaschinen mit den Wasserrädern, so finden wir allerdings manche Vorzüge dieser Maschinen gegen die Räder, wiewohl §. 176.

auf der andern Seite auch die Wasserräder ihre besonderen Vorzüge besitzen. Die Wasserräder haben jedenfalls den Vorzug der Einfachheit und Wohlfeilheit vor den Wassersäulenmaschinen, und aus diesem Grunde wird man da, wo sich Wasserräder mit Vortheil anwenden lassen, also bei Gefällen von noch nicht 20 m, der Anwendung eines oberschlächtigen Wasserrades, und sogar bei Gefällen von 30 m zuweilen der Anwendung zweier oberschlächtigen Wasserräder den Vorzug geben vor derjenigen einer Wassersäulenmaschine. Beträgt aber das Gefälle mehr als zwei größte Radhöhen, so ist wohl in den meisten Fällen eine Wassersäulenmaschine vortheilhafter als ein ganzes Rädersystem, dessen Anschaffungs- und Unterhaltungskosten vielleicht die einer Wassersäulenmaschine noch übertreffen. Bei hohen Gefällen kann man aber auch horizontale Wasserräder anwenden; es bleibt daher hier nur zu erörtern übrig, wie sich die Wassersäulenmaschinen gegen diese Räder verhalten. In Hinsicht auf Einfachheit und Wohlfeilheit ist allerdings auch diesen Rädern ein und zwar beachtungswerther Vorzug zu geben, weil dieselben bei hohen Gefällen sehr klein und daher verhältnißmäßig wohlfeil ausfallen. Ganz anders ist es freilich in Hinsicht auf die Leistung oder den Wirkungsgrad. Bei hohen Gefällen läßt sich von den Turbinen höchstens ein Wirkungsgrad von 0,70 erlangen, bei Wassersäulenmaschinen hingegen ein Wirkungsgrad von 0,80. In Hinsicht auf die Leistung sind also die Wassersäulenmaschinen den horizontalen Wasserrädern vorzuziehen, den oberschlächtigen Wasserrädern aber mindestens an die Seite zu stellen. Hiernach wird also bei hohen Gefällen da, wo es nöthig ist, die Kraft sehr zu sparen, den Wassersäulenmaschinen der Vorzug zu geben, und da, wo ein Mangel an Wasserkraft nicht vorhanden ist und wo es auf Kostenersparung ankommt, werden die Turbinen vorzuziehen sein. Hierbei ist aber noch zu bemerken, daß Turbinen für hohe Gefälle große Umdrehungsgeschwindigkeiten annehmen, daher zur Bewegung langsam gehender Arbeitsmaschinen noch kostspielige und kraftzehrende Zwischentransmissionen erfordern. Aus diesem Grunde findet man die Wassersäulenmaschinen vorzüglich beim Bergbau zum Wasserheben angewendet.

Daß man bei den Wassersäulenmaschinen die überschüssige Kraft durch Stellung der Tagepipe oder eines andern Regulirungsapparates ertödten muß, ist ein Nachtheil, von welchem bereits oben die Rede gewesen ist.

§. 177. **Kettenräder.** Noch hat man andere Maschinen, welche zwar durch die Kraft des Wassers in Bewegung gesetzt werden, aber weder den Rädern, noch den Wassersäulenmaschinen beizuzählen sind, sondern sich mehr zwischen diese stellen lassen. Unter diesen Maschinen wollen wir nur den folgenden einige Aufmerksamkeit schenken.

Das Kolbenrad ist in neuerer Zeit wieder von Lamolières als

Kraftmaschine angewendet worden (s. Technologiste, Sept. 1845, oder Polytechnisches Centralblatt, Bd. VII, 1846). Die Haupttheile dieser Maschine sind ein Rad *ACB*, Fig. 407, eine um dasselbe liegende Kette *ADB* mit Kolben *E*, *F*, *G* u. s. w. und eine Röhre *EG*, durch welche die Kette so hindurchgeht, daß ihre Kolben den Querschnitt der Röhre ziemlich genau ausfüllen. Das bei *E* oben zufließende Wasser sinkt in der Röhre *EG* nieder und drückt hierbei auf die Kolben *F*, *G*, so daß diese ebenfalls mit

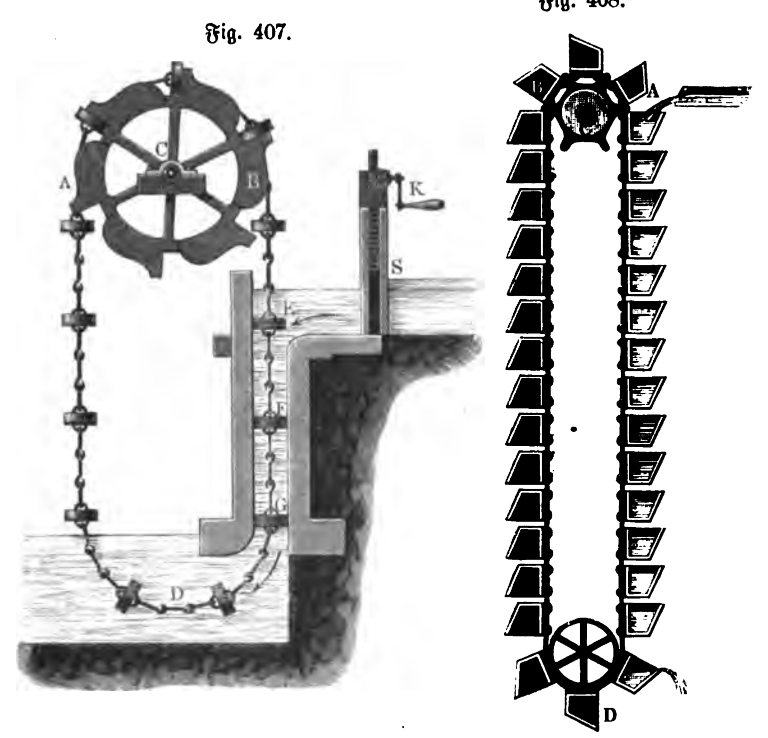


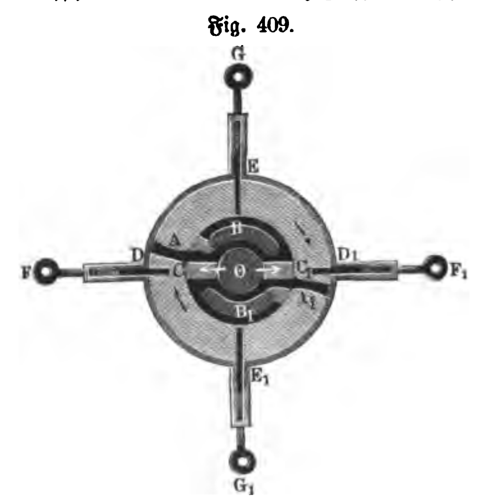
Fig. 407. Fig. 408.

niedergehen und dadurch die ganze Kette mit dem Rade *AB*, an das nun eine Last angeschlossen werden kann, in Bewegung setzen. Lamolières' Kolbenrad besteht aus zwei Ketten und aus 10 bis 15 mit Leder abgeliderten Schaufeln. Dieselben sind elliptisch geformt und achtmal so lang als breit. Das Rad besteht aus zwei Scheiben mit sechs Einschnitten zur Aufnahme der Schaufeln. Bei einem Gefälle von 2 m, einer Schaufelfläche von 0,0246 qm, einem Aufschlag *Q* von 31 Litern und einer Umdrehungszahl *n* von 36 bis 39 soll sich ein Wirkungsgrad von 0,71 bis 0,72 herausgestellt haben.

Ein ähnlicher Apparat ist die Eimerkette. Hier sind Gefäße oder Eimer mit der Kette *ABD*, Fig. 408 (a. v. S.), verbunden, und dafür fehlt die Röhre ganz. Das bei *A* oben zufließende Wasser füllt die Eimer, nöthigt diese dadurch zum Niedersinken und bringt so die Kette mit dem Rade *C* in Bewegung. Das Wasser fließt natürlich unten aus den Eimern und diese steigen auf der andern Seite leer empor. Diese Maschinen sollten einen großen Wirkungsgrad geben, weil sie beinahe das ganze Gefälle nutzbar machen, allein sie gehören doch zu den unvollkommensten Maschinen, weil sie zu viel bewegliche Theile haben, die sich bald abführen und zu besonderen Verlusten und immerwährenden Reparaturen Veranlassung geben.

Endlich lassen sich auch die sogenannten Rotationspumpen, Rotationsdampfmaschinen u. s. w. zur Aufnahme der Wasserkraft benutzen. In Fig. 409 ist der Durchschnitt von einer der vorzüglichsten Maschinen dieser Art abgebildet. Der Verfasser hat diese Maschine Wassersäulenrad genannt und eine Beschreibung und Theorie desselben im Polytechnischen Centralblatt, Jahrgang 1840, Nr. 9 niedergelegt. Es ist BOB_1 eine starke und genau abgedrehte Welle, und es sind A und A_1 zwei mit ihr fest verbundene Flügel, welche hier als Kolben dienen. Diese Kolben sind von einem feststehenden Gehäuse DED_1E_1 genau umschlossen, und es ist dasselbe mit vier Schiebern DF, D_1F_1, EG und E_1G_1 versehen, welche durch die Maschine selbst heraus- und hereingezogen werden und dadurch das Steuern der Maschine hervorbringen. Die Welle ist der Länge nach dreifach durchbohrt, und jede Bohrung hat auch noch eine Seitenbohrung innerhalb des Gehäuses. Das Kraftwasser fließt durch die innere Bohrung O zu, tritt durch die Seitenbohrungen C und C_1 in den, übrigens abgeschlossenen, hohlen Raum zwischen Welle und Gehäuse, drückt dabei gegen die Kolben A und A_1 und setzt dadurch die Welle in Umdrehung. Damit diese Umdrehung durch die Schieber nicht gestört werde, müssen sich dieselben stets zurückziehen, ehe die Kolben bei denselben ankommen, damit aber auch auf die entgegengesetzte Seite der Kolben kein Kraftwasser drücke, müssen die Schieber nach dem Durchgange der Kolben wieder zurückgehen und dadurch die Räume ABE und $A_1B_1E_1$ absperren, welche nur mit den Bohrungen B und B_1 communiciren, durch die das Wasser nach vollbrachter Wirkung abgeführt wird.

Fig. 409.



Zu den Kolbenmaschinen ist auch die Maschine zu rechnen, welche ihr Erfinder L. G. Girard „Moteur pompe" genannt hat. S. Delaunay's

Cours de Mécanique, II. Partie. Ueber einige andere Constructionen von Kapselrädern, welche eben so wohl als Wassersäulenmaschinen, wie als rotirende Pumpen oder Gebläse wirken können, s. Thl. III, 2.

Schlußanmerkung. Wir theilen nun noch die Literatur und Notizen über die Statistik der Wassersäulenmaschinen mit. Belidor beschreibt in seiner Architecture hydraulique eine Wassersäulenmaschine mit horizontalem Treibcylinder, auch erfährt man von ihm, daß schon 1731 die Herren Denisard und de la Duaille eine Art Wassersäulenmaschine construirt haben. Dieselbe hatte jedoch nur 2,8 m Gefälle und trieb durch einen Kolben etwa nur den zwanzigsten Theil des Kraftwassers 10 m höher. Wie es scheint, so ist jedoch die Wassersäulenmaschine zum Wasserheben beim Bergbau zuerst von Winterschmidt und bald nachher auch von Höll erfunden oder wenigstens verbessert worden. Das Nähere über diese Erfindung ist nachzulesen in Busse's Betrachtung der Winterschmidt'- und Höll'schen Wassersäulenmaschine u. s. w., Freiberg 1804. Eine Beschreibung und Zeichnungen der Winterschmidt'schen Maschinen findet man in Calvör's historisch-chronologischer Nachricht u. s. w. des Maschinenwesens u. s. w. auf dem Oberharze, Braunschweig 1763. Die Höll'sche Maschine lernt man aus der Anleitung zur Bergbaukunst von Delius, Wien 1773, und aus der Beschreibung der bei dem Bergbau zu Schemnitz errichteten Maschinen von Poda, Prag 1771, kennen. Jetzt im Gange befindliche Wassersäulenmaschinen finden sich in Bayern, Sachsen, am Harz, in Ungarn, Kärnthen, in der Bretagne u. s. w. vor. Von den bayerischen Maschinen wird in Thl. III, 2, wo vom Wasserheben die Rede ist, gehandelt, übrigens aber sind bis jetzt ausführliche Beschreibungen von diesen Maschinen gar nicht vorhanden, doch findet man Manches hierüber in Langsdorf's Maschinenkunde, in Hachette's Traité élémentaire des Machines, und in Flachat's Traité élémentaire de Mécanique. Die Hauptverhältnisse der von Brendel in Sachsen ausgeführten Wassersäulenmaschinen findet man in Gerstner's Mechanik angegeben, wo auch die Kärthner oder Bleiberger Maschinen ganz ausführlich beschrieben sind. Die Maschinen im Schemnitzer Bergrevier behandelt Schitko in seinen Beiträgen zur Bergbaukunde, die beiden Clausthaler Maschinen aber beschreibt Jordan in Bd. X von Karsten's Archiv für Mineralogie u. s. w.; jedoch ist diese Beschreibung auch einzeln bei Reimer in Berlin erschienen. Die Wassersäulenmaschine auf der Grube Huelgoat in der Bretagne hat ihr Erbauer Junker ausführlich in Bd. VIII der Annales des mines beschrieben; unter dem Titel: Mémoire sur les machines à colonne d'eau de la mine d'Huelgoat, Paris 1835, ist die Beschreibung dieser Maschine auch separat zu erlangen. Nur wenig bekannt ist die kleine Wassersäulenmaschine von Althans auf der Grube Pfingstwiese bei Ems, ebenso die Henschel'sche Wassersäulenmaschine auf der Kohlengrube zu Oberkirchen in Kurhessen, und die Maschinen zu Sangerhausen und zu Gerbstädt im Mansfeldischen. Alle diese letzteren Maschinen sind übrigens eigenthümlich construirt. Die §. 157 abgehandelte englische Wassersäulenmaschine (Darlington's water pressure engine) ist abgebildet und beschrieben in Bd. II der englischen Uebersetzung dieses Werkes. Die Wassersäulenmaschine zu Lautenthal am Harz ist vom Herrn Oberbergrath Jugler im Notizblatte des Hannoverschen Architekten- und Ingenieur-Vereins Bd. III beschrieben, und es ist hiervon auch ein besonderer Abdruck im Buchhandel zu haben. Notizen über einige englische Wassersäulenmaschinen enthält die Schrift: Records of Mining and Metallurgy or facts and Memoranda for the use of the Mine Agent

and Smelter by A. Philipps and J. Darlington, London 1857. Eine kurze Abhandlung über englische Wassersäulenmaschinen findet sich in J. Glynn's Rudimentary Treatise on the power of water, London 1853, by J. Weale. Lewis' Wassersäulenmaschine ist mit zwei Windkesseln versehen. S. Polytechn. Centralblatt 1863, Nr. 17. Ueber die in neueren Zeiten bei dem österreichischen Bergbau zur Ausführung gekommenen Wassersäulenmaschinen findet man vielfache Nachrichten in der Schrift: „Erfahrungen im berg- und hüttenmännischen Maschinenwesen u. s. w. von Peter Rittinger, und zwar in den Jahrgängen 1854, 1856, 1858, 1860 und 1862. Die eigenthümlichste dieser Maschinen ist die im letzten Jahrgang beschriebene Wassersäulenmaschine im Adelbertschacht bei Przibram. Dieselbe hat eine Schiebersteuerung sowie einen Entlastungskolben u. s. w. Ferner ist nachzulesen ein Artikel von Gustav Hahn: „Ueber die Entwickelung der Wassersäulenmaschinen ꝛc. im Freiberger Bergreviere“ in der Ztschr. d. Ver. deutsch. Ing., 1883.

Die eigenthümlich construirte Wassersäulenmaschine, welche der Herr Kunstmeister Bornemann in Schneeberg ausgeführt hat, ist in Bd. II des Civilingenieurs beschrieben. Von den Wassersäulenaufzügen und Wassersäulenkrahnen, sowie von den Wassersäulenkünsten und Wassersäulengöpeln wird im dritten Bande gehandelt.

Dritter Abschnitt.

Von den Windrädern.

Windräder. Die atmosphärische Luft kann entweder durch ihre §. 178.
Strömungen oder durch ihre Expansivkraft mechanische Arbeiten verrichten. Am gewöhnlichsten benutzt man aber die natürlichen Luftströmungen oder den Wind zur Verrichtung von mechanischer Arbeit, und zwar durch Anwendung von Rädern, welche einen Theil der lebendigen Kraft des gegen sie sich bewegenden Windes zu gute machen. Diese Räder heißen Windräder, die unterstützenden Gebäude sammt Rädern und allen übrigen Theilen werden Windmühlen genannt. Ein Windrad ist zwar eine Radwelle zur Aufnahme der Windkraft, wie ein Wasserrad eine Radwelle zur Aufnahme der Wasserkraft, doch weichen beide Räder deshalb wesentlich von einander ab, weil das eine einem nach allen Seiten hin unbegrenzten Luftstrome, das andere aber einem ganz oder wenigstens theilweise begrenzten Wasserstrome entgegengerichtet ist. Ein gewöhnliches Schaufelrad, dem unbegrenzten Windstrome entgegengerichtet, kann gar keine Umdrehung annehmen, weil der Wind die Schaufeln auf der einen Seite des Rades genau ebenso stark stößt, als die auf der anderen Seite, beide Stoßkräfte also einander aufheben. Um es zur Aufnahme der Windkraft geschickt zu machen, müßte der Windstoß nur einseitig auf das Rad wirken, und daher die andere Seite des Rades gegen den Wind geschützt, etwa von einem feststehenden Mantel umgeben werden. Dieser Mantel kann allerdings erspart werden, wenn man die Schaufeln beweglich macht, nämlich dieselben an Angeln so aufhängt, daß sie sich von selbst auf der einen Seite des Rades mit der breiten Fläche dem Windstrome entgegenstellen,' auf der andern Seite aber durch Entgegenstellen mit der schmalen Seite sich dem Windstoße so viel wie möglich entziehen. Um solche Räder nicht nach der Windrichtung stellen zu müssen, giebt man denselben verticale Umdrehungsaxen, läßt dieselben also in

Horizontalebenen umlaufen, weshalb man sie auch horizontale Windräder genannt hat.

Vortheilhafter als die Schaufelräder sind aber die sogenannten Flügelräder, d. i. Räder, deren Axen dem Wind- oder Wasserstrome entgegengerichtet sind, und deren nur in sehr kleiner Anzahl vorhandene Arme breite Flächen oder sogenannte Flügel tragen, welche zur Aufnahme der Windkraft dienen und deshalb dem Windstrome unter einem schiefen Winkel entgegengerichtet sind. Da die Richtung des Windes eine mehr oder weniger horizontale ist, so hat man natürlich auch das Flügelrad mit seiner Axe ungefähr horizontal zu legen, weshalb seine Umdrehungsebene eine nahezu verticale ist, und das Rad auch ein verticales Windrad genannt wird.

Anmerkung. Man hat auch horizontale Windräder mit hohlen Schaufeln angewendet und diese Panemoren genannt. Da der Windstoß gegen eine hohle Fläche größer ist als gegen eine erhabene, und diese Schaufeln dem Winde auf der einen Seite des Rades die hohle und auf der andern die erhabene Seite zuwenden, geht allerdings ein solches Rad ohne alle weiteren Hülfsmittel, wenn auch nur mit geschwächter Kraft, um.

§. 179. **Flügelräder.** Der Hauptvorzug der Flügelräder vor den Schaufelrädern besteht darin, daß dieselben bei gleicher Größe oder gleichem Gewichte und unter übrigens gleichen Verhältnissen mehr Arbeit verrichten als die letzteren Räder. Während bei einem Schaufelrade nur eine einseitige Wirkung stattfindet, und diese Wirkung im Ganzen nur der Projection der dem Windstrome ausgesetzten Schaufeln in der Ebene rechtwinkelig zur Windrichtung entspricht, findet bei den Flügelrädern eine ununterbrochene Wirkung auf jeden der Flügel statt. Wenn auch eine Flügelfläche des ersten Rades mit einer Schaufelfläche des andern einerlei Inhalt hat, und vielleicht auch der Wind bei dem schiefen Stoße gegen die Flügel des ersten Rades weniger vortheilhaft wirkt als bei dem Stoße gegen die Schaufeln des zweiten, so wird doch bei gleicher Windgeschwindigkeit das Flügelrad viel mehr mechanisches Arbeitsvermögen sammeln können als das Schaufelrad, da es dasselbe einem viel größern Windstrome entnimmt. Vielfache Erfahrungen haben auch wirklich darauf geführt, daß die Flügelräder unter übrigens gleichen Umständen mindestens viermal so viel leisten als die Schaufelräder, welche, wenn dies nicht der Fall wäre, wegen ihrer leichtern und sicherern Aufstellung und vorzüglich noch wegen ihrer geringen Axenreibung sich gewiß schon längst einen Platz in der praktischen Mechanik verschafft haben würden. Wir sprechen daher in der Folge auch nur von den Windmühlen mit Flügelrädern. Die nähere Einrichtung der Flügelräder ist folgende. Zunächst besteht ein solches Rad aus einer starken Welle, welche zwar meist aus Holz, viel zweckmäßiger aber aus Eisen hergestellt wird. Man giebt der Flügelwelle 5 bis 15 Grad Neigung gegen den Horizont, damit die

Flügel unterhalb in der nöthigen Entfernung vom Gebäude umlaufen und das ganze Flügelrad sicherer in seinen Lagern ruhe. An dieser Welle ist zu unterscheiden der Kopf, der Hals, das Transmissionsrad und der Zapfen. Der Kopf ist diejenige Stelle, wo die Flügel aufsitzen, der Hals (Schlot) aber ist der unmittelbar hinter ihm liegende abgedrehte Theil der Welle, in welchem das ganze Rad vorzüglich unterstützt wird, das Transmissionsrad dient zur Fortpflanzung der Bewegung oder zur Verbindung des Flügelrades mit der Arbeitsmaschine, und endlich ist der Zapfen am hintern Ende der Welle zur vollständigen Unterstützung des Rades nöthig. Der Arbeitsverlust, welchen die Flügelwelle wegen der Reibung in ihrer Unterstützung erleidet, ist wegen des nicht unbedeutenden Gewichtes derselben und vorzüglich wegen ihrer großen Umdrehungsgeschwindigkeit beträchtlich, und deshalb ist es nöthig, alle Mittel anzuwenden, wodurch dieser Verlust herabgezogen wird. Aus diesem Grunde ist daher auch eine eiserne Flügelwelle viel zweckmäßiger als eine hölzerne, weil dieselbe einen ansehnlich schwächern Hals erhalten kann als eine hölzerne. Während die Stärke des Halses einer hölzernen Flügelwelle 0,5 bis 0,6 m beträgt, ist dieselbe bei eisernen Flügelwellen nur 0,15 bis 0,25 m. Ueberdies ist aber noch die Reibung an und für sich bei den Holzwellen größer als bei den Eisenwellen, weil man in der Regel den Hals derselben nicht mit einem eisernen Mantel, sondern nur mit einer Reihe von Eisenstäben umgiebt, die immer ein Abschaben im Lager hervorbringen.

Anmerkung. Ueber die horizontalen Windmühlen von Beatson u. s. w. sind vorzüglich englische Schriften, z. B. von Nicholson, Gregory u. s. w., nachzulesen. Siehe auch den Abschnitt über Windmühlen in Rühlmann's Allgemeiner Maschinenlehre Bd. I.

Windflügel. Die Windflügel bestehen aus den Windruthen, aus den Windsprossen oder Scheiden und aus der Bedeckung. Die Windruthen sind radial von dem Wellenkopfe auslaufende Arme von circa 10 m Länge, wovon jeder einen Flügel trägt. Die Anzahl dieser Arme ist, wie die Anzahl der Flügel, gewöhnlich vier, seltener fünf oder sechs. Nahe an der Welle sind diese Ruthen 0,30 m dick und 0,24 m breit, am äußersten Ende aber haben sie nur 0,15 m Dicke und 0,12 m Breite. Ihre Befestigungsweise ist sehr verschieden; ist die Welle von Holz, so steckt man zwei Ruthen rechtwinkelig durch den Wellenkopf und bildet dadurch vier Flügelarme. Auch befestigt man wohl die Arme durch Schrauben auf eine den Wellenkopf bildende Rosette, ähnlich wie die Arme eines Wasserrades, zumal wenn die Welle von Gußeisen ist. Die Sprossen oder Scheiden sind hölzerne Querarme, welche durch die Ruthe hindurchgesteckt werden, die zu diesem Zwecke in Abständen von 0,4 bis 0,5 m durchlocht wird. Je nachdem die §. 180.

Horizontalebenen umlaufen, weshalb man sie auch horizontale Windräder genannt hat.

Vortheilhafter als die Schaufelräder sind aber die sogenannten Flügelräder, d. i. Räder, deren Axen dem Wind- oder Wasserstrome entgegengerichtet sind, und deren nur in sehr kleiner Anzahl vorhandene Arme breite Flächen oder sogenannte Flügel tragen, welche zur Aufnahme der Windkraft dienen und deshalb dem Windstrome unter einem schiefen Winkel entgegengerichtet sind. Da die Richtung des Windes eine mehr oder weniger horizontale ist, so hat man natürlich auch das Flügelrad mit seiner Axe ungefähr horizontal zu legen, weshalb seine Umdrehungsebene eine nahezu verticale ist, und das Rad auch ein verticales Windrad genannt wird.

Anmerkung. Man hat auch horizontale Windräder mit hohlen Schaufeln angewendet und diese Panemoren genannt. Da der Windstoß gegen eine hohle Fläche größer ist als gegen eine erhabene, und diese Schaufeln dem Winde auf der einen Seite des Rades die hohle und auf der andern die erhabene Seite zuwenden, geht allerdings ein solches Rad ohne alle weiteren Hülfsmittel, wenn auch nur mit geschwächter Kraft, um.

§. 179. **Flügelräder.** Der Hauptvorzug der Flügelräder vor den Schaufelrädern besteht darin, daß dieselben bei gleicher Größe oder gleichem Gewichte und unter übrigens gleichen Verhältnissen mehr Arbeit verrichten als die letzteren Räder. Während bei einem Schaufelrade nur eine einseitige Wirkung stattfindet, und diese Wirkung im Ganzen nur der Projection der dem Windstrome ausgesetzten Schaufeln in der Ebene rechtwinkelig zur Windrichtung entspricht, findet bei den Flügelrädern eine ununterbrochene Wirkung auf jeden der Flügel statt. Wenn auch eine Flügelfläche des ersten Rades mit einer Schaufelfläche des andern einerlei Inhalt hat, und vielleicht auch der Wind bei dem schiefen Stoße gegen die Flügel des ersten Rades weniger vortheilhaft wirkt als bei dem Stoße gegen die Schaufeln des zweiten, so wird doch bei gleicher Windgeschwindigkeit das Flügelrad viel mehr mechanisches Arbeitsvermögen sammeln können als das Schaufelrad, da es dasselbe einem viel größern Windstrome entnimmt. Vielfache Erfahrungen haben auch wirklich darauf geführt, daß die Flügelräder unter übrigens gleichen Umständen mindestens viermal so viel leisten als die Schaufelräder, welche, wenn dies nicht der Fall wäre, wegen ihrer leichtern und sicherern Aufstellung und vorzüglich noch wegen ihrer geringen Axenreibung sich gewiß schon längst einen Platz in der praktischen Mechanik verschafft haben würden. Wir sprechen daher in der Folge auch nur von den Windmühlen mit Flügelrädern. Die nähere Einrichtung der Flügelräder ist folgende. Zunächst besteht ein solches Rad aus einer starken Welle, welche zwar meist aus Holz, viel zweckmäßiger aber aus Eisen hergestellt wird. Man giebt der Flügelwelle 5 bis 15 Grad Neigung gegen den Horizont, damit die

Flügel unterhalb in der nöthigen Entfernung vom Gebäude umlaufen und das ganze Flügelrad sicherer in seinen Lagern ruhe. An dieser Welle ist zu unterscheiden der Kopf, der Hals, das Transmissionsrad und der Zapfen. Der Kopf ist diejenige Stelle, wo die Flügel aufsitzen, der Hals (Schlot) aber ist der unmittelbar hinter ihm liegende abgedrehte Theil der Welle, in welchem das ganze Rad vorzüglich unterstützt wird, das Transmissionsrad dient zur Fortpflanzung der Bewegung oder zur Verbindung des Flügelrades mit der Arbeitsmaschine, und endlich ist der Zapfen am hintern Ende der Welle zur vollständigen Unterstützung des Rades nöthig. Der Arbeitsverlust, welchen die Flügelwelle wegen der Reibung in ihrer Unterstützung erleidet, ist wegen des nicht unbedeutenden Gewichtes derselben und vorzüglich wegen ihrer großen Umdrehungsgeschwindigkeit beträchtlich, und deshalb ist es nöthig, alle Mittel anzuwenden, wodurch dieser Verlust herabgezogen wird. Aus diesem Grunde ist daher auch eine eiserne Flügelwelle viel zweckmäßiger als eine hölzerne, weil dieselbe einen ansehnlich schwächern Hals erhalten kann als eine hölzerne. Während die Stärke des Halses einer hölzernen Flügelwelle 0,5 bis 0,6 m beträgt, ist dieselbe bei eisernen Flügelwellen nur 0,15 bis 0,25 m. Ueberdies ist aber noch die Reibung an und für sich bei den Holzwellen größer als bei den Eisenwellen, weil man in der Regel den Hals derselben nicht mit einem eisernen Mantel, sondern nur mit einer Reihe von Eisenstäben umgiebt, die immer ein Abschaben im Lager hervorbringen.

Anmerkung. Ueber die horizontalen Windmühlen von Beatson u. s. w. sind vorzüglich englische Schriften, z. B. von Nicholson, Gregory u. s. w., nachzulesen. Siehe auch den Abschnitt über Windmühlen in Rühlmann's Allgemeiner Maschinenlehre Bd. I.

Windflügel. Die Windflügel bestehen aus den Windruthen, aus den Windsprossen oder Scheiden und aus der Bedeckung. Die Windruthen sind radial von dem Wellenkopfe auslaufende Arme von circa 10 m Länge, wovon jeder einen Flügel trägt. Die Anzahl dieser Arme ist, wie die Anzahl der Flügel, gewöhnlich vier, seltener fünf oder sechs. Nahe an der Welle sind diese Ruthen 0,30 m dick und 0,24 m breit, am äußersten Ende aber haben sie nur 0,15 m Dicke und 0,12 m Breite. Ihre Befestigungsweise ist sehr verschieden; ist die Welle von Holz, so steckt man zwei Ruthen rechtwinkelig durch den Wellenkopf und bildet dadurch vier Flügelarme. Auch befestigt man wohl die Arme durch Schrauben auf eine den Wellenkopf bildende Rosette, ähnlich wie die Arme eines Wasserrades, zumal wenn die Welle von Gußeisen ist. Die Sprossen oder Scheiden sind hölzerne Querarme, welche durch die Ruthe hindurchgesteckt werden, die zu diesem Zwecke in Abständen von 0,4 bis 0,5 m durchlocht wird. Je nachdem die §. 180.

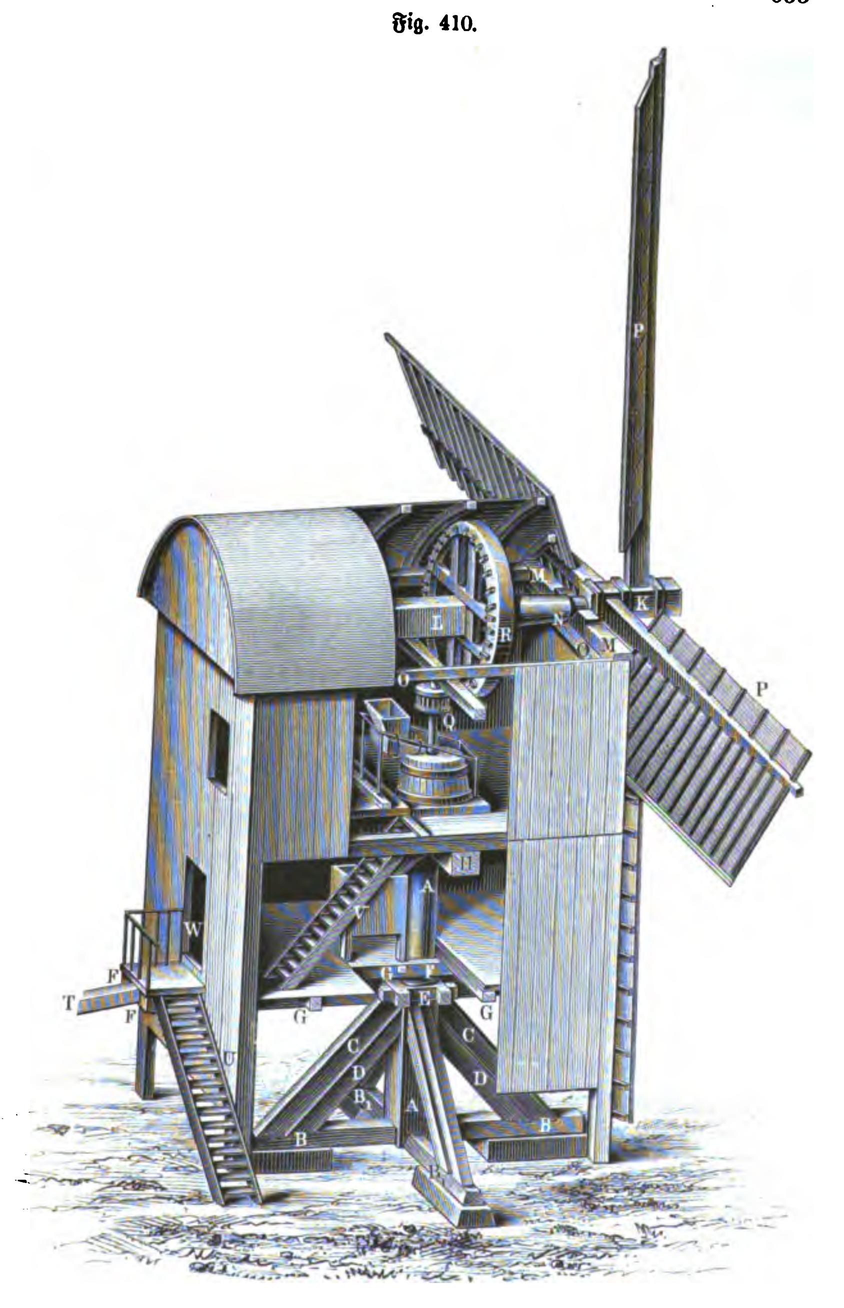
Flügel eine rechteckige oder trapezförmige Gestalt erhalten sollen, sind die sämmtlichen Sprossen von gleicher oder, nach der Welle zu, von abnehmender Länge. Die innerste Sprosse steht $1/7$ bis $1/6$ der Armlänge vom Wellenmittel ab, und ihre Länge ist ungefähr diesem Abstande gleich, der äußersten Sprosse giebt man aber $1/5$ oder gar $1/4$ der Armlänge zur eigenen Länge. Bei den meisten Windmühlen gehen die Windruthen nicht mitten durch die Flügel, sondern sie theilen dieselben so, daß der nach dem Winde zu gerichtete Theil nur ein bis zwei Fünftel der ganzen Flügelbreite ausmacht. Deshalb ragen auch die Sprossen auf der ersten Seite viel weniger aus der Ruthe hervor als auf der andern. Den schmalern Theil des Flügels bedeckt man gewöhnlich durch das Windbrett, auf den breitern Theil hingegen kommen die sogenannten Windthüren oder eine Bedeckung von Segeltuch zu liegen.

Man macht die Windflügel eben, windschief oder hohl, jedenfalls geben die wenig ausgehöhlten windschiefen Flügel die größte Leistung, was noch weiter unten näher auseinandergesetzt werden wird. Bei den ebenen Windflügeln haben sämmtliche Windsprossen einen und denselben Neigungswinkel von 12° bis 18° gegen die Umdrehungsebene, sind aber die Flügel windschief, so weichen die inneren Sprossen ungefähr 24° und die äußeren 6° von dieser Ebene ab, und es bilden die Neigungswinkel der zwischenliegenden Sprossen einen Uebergang zwischen den letzten beiden Winkeln. Um den Windflügeln eine hohle Form zu geben, hat man krumme Windruthen und Scheiben anzuwenden. Obwohl dadurch nach den Regeln des Stoßes an Arbeit gewonnen wird, so wendet man diese Construction wegen der schwierigern Ausführung fast gar nicht mehr an. Zur vollständigen Unterstützung der Flügeldecke sind die äußeren Enden der Scheiben noch durch die sogenannten Saumlatten mit einander verbunden und, zumal wenn die Decke aus Leinwand besteht, überdies noch Zwischenlatten eingesetzt, so daß das ganze Flügelgerippe aus Feldern von ungefähr 0,2 qm Inhalt besteht. Die Holzbedeckung wird durch vier Thüren gebildet, welche aus dünnen Holzbrettchen zusammengesetzt sind und durch Riegel auf dem Flügelgerippe festgehalten werden, die Segeltuchdecke hingegen wird durch Schlingen und Haken mit dem Flügelgerippe verbunden.

§. 181. **Bockmühlen.** Da die Richtung des Windes eine veränderliche und die Axe des Rades in diese zu stellen ist, so muß das Rad beweglich aufgestellt und zwar um eine verticale Axe drehbar sein. Nach der Art und Weise, wie diese Drehung verwirklicht wird, hat man folgende zwei Classen von Windmühlen.

1. Die deutsche oder Bockmühle, und 2. die holländische oder Thurmmühle.

Fig. 410.



Bei der Bockmühle ist das ganze Gebäude sammt Rad um eine feststehende Säule, den Ständer oder Hausbaum, drehbar, bei der Thurmmühle hingegen ist nur das Haupt desselben, die sogenannte Haube mit der darin gelagerten Flügelwelle drehbar.

Eine monodimetrische Ansicht einer Bockmühle bietet Fig. 410 (a. v. S.) dar. Es ist hier AA der Ständer, und es sind BB und B_1B_1 die Kreuzschwellen, welche mit den Streben oder Bändern C und D vereinigt den Ständer unterstützen und zusammen den sogenannten Bock oder Bockstuhl bilden. Am Kopfe des Bockes sitzt der aus vier Hölzern zusammengesetzte Sattel E fest. Das Mühlengebäude umgiebt nun den Ständer mittelst zwei Fugbalken F, F und durch zwei der sechs Unterlags- oder Fußbodenbalken G, G; außerdem stützt es sich mittelst des starken Kopfbalkens H auf den Kopf des Ständers, welcher zur Erleichterung der Drehung noch mit einem Stifte ausgerüstet ist, der in eine entsprechende Pfanne an der Unterfläche des Kopfbalkens eingreift. Die Flügelwelle KL ruht mit ihrem Halse N in einem Metall- oder Stein- (Basalt-) Lager, welches auf dem großen Wellbalken MM festsitzt, der von dem Dachrahmen OO getragen wird. KP, KP u. s. w. sind die durch den Wellenkopf gesteckten Windruthen, welche vier ebene Flügel P, P ... tragen. Die Figur stellt eine Mahlmühle vor; daher greift hier das Transmissionsrad R in ein Getriebe Q ein, das auf dem Mühleisen festsitzt, welches den Läufer oder obern Mühlstein S trägt. Die weitere Beschreibung des Mahlzeuges gehört nicht hierher. Um das ganze Gebäude drehen zu können, wird der Stert oder Sterz T, d. i. ein langer Hebel, angewendet, der zwischen den Fugbalken liegt, mit diesen durch Querhölzer und Schrauben fest verbunden ist, übrigens aber 6 bis 10 m lang aus dem Gebäude vorragt, in der Figur aber nur abgebrochen gezeichnet ist. Noch ersieht man aus der Figur in U die äußere und in V die innere Treppe, sowie in W die Eingangsthür.

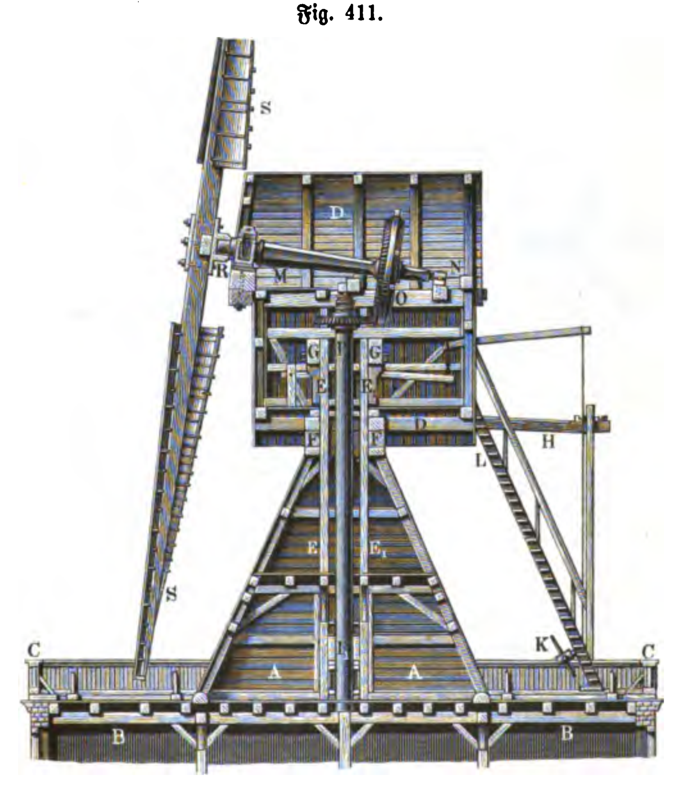
§. 182. **Thurmmühlen.** Es giebt zwei Arten von Thurmmühlen; es ist nämlich entweder nur der die Flügelwelle einschließende, oder es ist ein größerer, sich unter die Flügelwelle nach abwärts erstreckender Theil des Mühlengebäudes um eine verticale Axe drehbar. Die Bewegung des Flügelrades wird hier durch ein Paar Zahnräder zunächst auf den Königsbaum, d. i. eine starke stehende Welle, welche durch das ganze Mühlengebäude geht, übertragen. Damit hierbei der Eingriff der Zahnräder bei den verschiedenen Stellungen des Flügelrades nicht verändert oder gar aufgehoben werde, ist es nöthig, daß die Axe des Königsbaumes genau mit der Umdrehungsaxe des beweglichen Theiles vom Mühlengebäude zusammenfalle.

In Fig. 411 ist ein Durchschnitt von einer Thurmmühle der zweiten Art

abgebildet, welche zwischen einer Bockmühle und einer Thurmmühle der ersten Art fast mitten inne steht.

Es ist hier AA der feststehende Thurm, welcher über dem die Arbeitsmaschine enthaltenden Mühlengebäude BB steht und von der Gallerie CC umgeben wird, sowie DD das bewegliche Haupt der Mühle, das durch den Holzring FF unmittelbar und durch den Holzring GG mittelst der Säulen EE und E_1E_1 unterstützt wird und nur eine Drehung um diese gleichsam

Fig. 411.

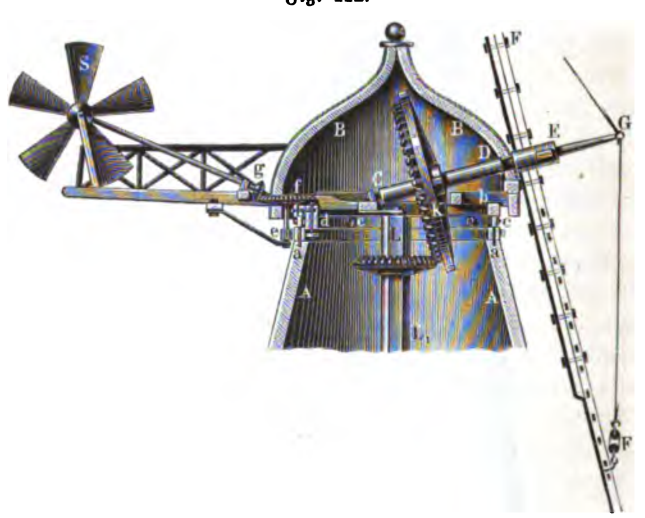


den Ständer ersetzenden Säulen zuläßt. Die Drehung selbst läßt sich durch den Kreuzhaspel K bewirken, der an der Treppe KL sitzt, welche mit dem beweglichen Gebäude DD und besonders mit dem Sterze H fest verbunden ist. Die Flügelwelle MN ist von Gußeisen und ruht bei M und N in mit Kanonenmetall ausgefütterten gußeisernen Lagern, O und P sind eiserne Zahnräder, wodurch die Umdrehung der Flügelwelle auf die Königswelle PP_1 übertragen wird. Die Windflügel RS, RS... sind windschief und durch Schrauben und ein eisernes Kreuz mit dem Muff R verbunden, der einerseits

ein zweites Kreuz, andererseits aber eine ausgebohrte Höhlung hat, welche über den abgedrehten Wellenkopf gesteckt und darauf festgekeilt wird.

Der obere Theil einer Thurmmühle der ersten Art ist in Fig. 412 abgebildet; *AA* ist der Obertheil des feststehenden, aus Holz oder Steinen aufgeführten und pyramidal geformten Thurmes, *BB* ist ferner die bewegliche Haube, *CDE* ist die Flügelwelle, sowie *EF* eine aus zwei Theilen zusammengesetzte Windruthe, welche durch Seile wie *FG* mittelst eines auf dem Wellenkopfe aufsitzenden Mönchs *EG* gegen das Biegen oder Abbrechen durch den Windstoß geschützt wird. Noch sind *K* und *L* die beiden Zahnräder, wodurch die Kraft der Flügelwelle auf die Königswelle LL_1 übertragen wird. Die Stellung der Flügelwelle nach dem Winde erfolgt hier

Fig. 412.



in der Regel ebenfalls durch den Sterz oder durch eine Kurbel mit Rad und Getriebe, kann aber auch durch eine große Windfahne, deren Ebene in die der Wellenaxe fällt, noch besser endlich durch ein besonderes Steuerrad *S*, wie in der Figur abgebildet ist, hervorgebracht werden. Damit sich die Haube leicht drehen lasse, wird dieselbe nach der Art von Drehscheiben (s. Thl. III, 2) auf Rollen *c, c, c*... gestellt, welche mit einander durch zwei Reifen verbunden sind und zwischen Kränzen oder Ringen *aa* und *bb* laufen, wovon der eine oder Rollring oben auf dem Thurme und der andere oder Laufring unten an der Haube festsitzt. Um endlich das Abheben der Haube zu verhindern, wird innen an *b* noch ein Kranz *d* (Ansatzring) angeschraubt, welcher zur Erleichterung der Bewegung ebenfalls mit Rollen, die an der Innenfläche von *aa* herumlaufen, ausgerüstet werden kann.

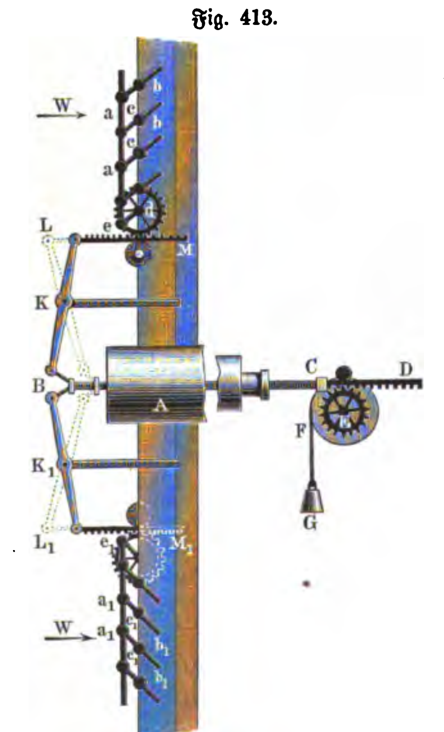
Bei Anwendung eines Steuerrades ist die Außenfläche des Rollringes *aa* von einem gezahnten Kranze umgeben, in welchen ein Getriebe oder kleines Zahnrad *e* eingreift, das mittelst der Zahnrädchen *f* und *g* durch das Steuerrad umgedreht wird und dadurch eine Drehung der Haube bewirkt, sobald die Windrichtung aus der Umdrehungsebene von *S* herausgetreten ist.

Kraftregulirung. Der Wind ist nicht allein in seiner Richtung, §. 183. sondern auch in seiner Geschwindigkeit oder Intensität veränderlich; wäre nun aber die angehängte Last eines Windrades constant, so würde sich ihre Bewegung mit der Stärke des Windes zugleich verändern und daher zu verschiedenen Zeiten oft sehr verschieden ausfallen, wenn nicht besondere Regulirungsmittel zur Anwendung kämen. Natürlich läßt sich durch diese Mittel nur die Wind- oder Umdrehungskraft mäßigen, nicht aber erhöhen. Eins dieser Mittel besteht in einer Bremse oder einem Preßringe, welcher die obere Hälfte des auf der Flügelwelle sitzenden Zahnrades umgiebt und auf dieselbe aufgedrückt wird, wenn der Gang des Windrades zu ermäßigen oder ganz aufzuheben ist. Von den Bremsen ist ausführlich gehandelt in Thl. III, 1. Ein anderes Mittel zum Reguliren des Ganges der Windräder läßt sich aber durch Veränderung der Flügelbedeckung hervorbringen; sind die Flügel vollständig bedeckt, so ist das Arbeitsvermögen des Rades am größten, sind sie aber nur theilweise bekleidet, so haben sie ein kleineres Arbeitsvermögen, und zwar um so kleiner, je kleiner der Flächenraum der ganzen Bedeckung ist. Bei der Bedeckung durch Segeltuch läßt sich dieses Reguliren durch Auf- oder Abwickeln desselben bewirken, sind aber die Flügel durch Thüren bekleidet, so läßt sich derselbe Zweck durch Wegnahme oder Auflegen von Thüren erreichen.

Man hat aber auch Windräder, welche sich selbst reguliren, indem sie von selbst bei Abnahme der Windgeschwindigkeit ihre Stoßfläche vergrößern und bei Zunahme von jener diese vermindern. Die vorzüglichsten Flügelräder dieser Art sind die von Cubit, wovon der Durchschnitt eines Theiles in Fig. 413 (a. f. S.) abgebildet ist. Es ist hier *A* die hohle Flügelwelle, *BC* ein durch sie hindurchgehender Metallstab, und *CD* eine gezahnte Stange, welche in *C* durch ein Gewinde so mit *BC* verbunden ist, daß *CD* nur an der Bewegung in der Axenrichtung, nicht aber an der Drehung um die Axe von *BC* Theil nimmt. Die gezahnte Stange greift in das Zahnrad *E* und dieses sitzt mit der Rolle *F*, um deren Umfang eine Schnur liegt, die durch das Gewicht *G* gespannt wird, auf einer Axe. Die Flügelbedeckung besteht aus lauter dünnen Holz- oder Blechklappen bc, b_1c_1 u. s. w., welche durch die Arme ac, a_1c_1 u. s. w. um die Axen c, c_1 u. s. w. gedreht werden können. Diese Arme sind durch Stangen ae, a_1e_1 u. s. w. mit einander und zugleich durch Arme de, d_1e_1 mit Zahnrädchen d, d_1 verbunden, so daß

durch Drehung der letzteren das Oeffnen und Verschließen oder überhaupt jede Klappenstellung zu ermöglichen ist. Endlich sind noch Hebel BL, BL_1 angebracht, welche sich um die Axen K, K_1 drehen lassen, und auf der einen Seite mit der Stange BC, auf der andern aber mit Zahnstangen LM, L_1M_1, deren Zähne zwischen die Zähne der Rädchen d, d_1 greifen, in Verbindung stehen. Aus der Zeichnung ist nun leicht zu ersehen, wie der Wind W die Klappen zu öffnen, das Gewicht G aber dieselben mittelst der Stange BC, der Hebel BL, BL_1 u. s. w. zu schließen sucht, und wie auf diese Weise dem Windstoße gegen die Klappen durch das Gewicht G das Gleichgewicht gehalten wird. Wenn sich nun auch die Windgeschwindigkeit ändert, so wird deshalb diese Stoßkraft nicht verändert, sondern nur die Klappenstellung und dadurch auch nur die Stoßfläche eine andere.

Fig. 413.



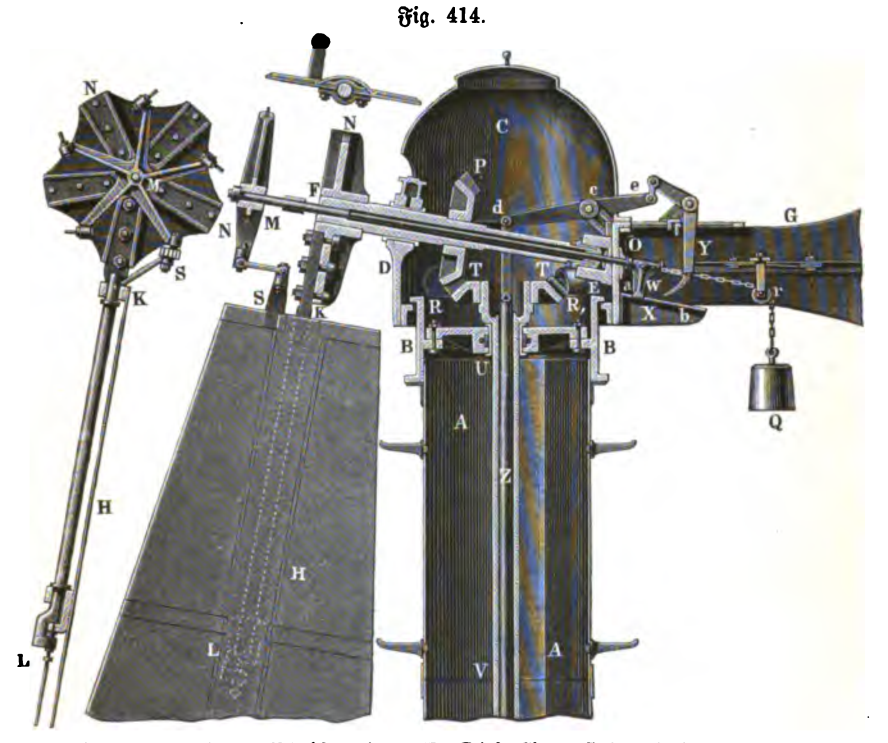
Anmerkung. Bei einer Bedeckung mit Segeltuch läßt sich, nach Bywater, derselbe Zweck erreichen, wenn dasselbe durch zwei Rollen ausgespannt wird, die durch Zahnräder in Umdrehung gesetzt werden, wenn die Windgeschwindigkeit sich ändert. Ausführlich beschrieben sind die Apparate in Barlow's Treatise on the Manufactures and Machinery etc. etc. Eine neue Windradconstruction ist auch in der Zeitschrift „Der Ingenieur", Bd. II, beschrieben.

In mehrfacher Hinsicht eigenthümlich sind die vom Herrn Maschinendirector Kirchweger construirten Windräder auf mehreren Wasserstationen der hannoverschen Eisenbahnen*). Die eigenthümlichen Einrichtungen eines solchen Windrades sind aus dem verticalen Durchschnitt Fig. 414 zu ersehen. Der circa 0,55 m weite, aus Eisenblech zusammengesetzte Thurm AA ragt aus dem Dache des aus Backsteinen aufgeführten Maschinengebäudes hervor und endigt in einem gußeisernen Kopfe BB, auf welchem die Haube C

*) S. die Abhandlung von Prüsmann in der Zeitschrift des Architekten- und Ingenieur-Vereins für Hannover, 1862.

mittelst 4 Rollen R, R_1 aufruht. Die Haube trägt die Lager D und E der Windradwelle EF und greift mit ihrem cylindrischen Fußstücke über den obern Rand des Kopfes BB weg, damit sie nicht durch den Windstoß abgehoben werden könne. Der mit der Haube fest verbundene (nur zum Theil sichtbare) Steuerflügel G dient dazu, um durch Drehung der Haube das Windrad FH dem Winde entgegenzurichten. Das Windrad besteht aus fünf um radiale Arme,

Fig. 414.



wie KL, drehbaren Blechflügeln KH. Diese Arme sind auf eine gußeiserne Rosette NN geschraubt, welche auf dem Kopfe der Windradwelle festsitzt.

Um den Gang des Rades zu reguliren oder den Flügeln die dem Kraftbedürfnisse entsprechende Stellung gegen den Wind zu geben, ist folgende Einrichtung getroffen. Durch die hohle Ruthenwelle geht die Stahlstange MO hindurch, deren vorderes Ende einen fünfarmigen Stern M trägt, während an das hintere Ende die Hülse O geschoben ist, welche durch das Gewicht Q mittelst einer Kette einer steten Zugkraft ausgesetzt ist. Die Arme des Sternes M sind durch kurze Gelenkschienen mit den an den Flügeln angebrachten Armen S derart verbunden, daß durch ein Einwärtsschieben des Sternes die Flügel sich flach, d. h. in die Umdrehungsebene des Rades

stellen, während ein Auswärtsschieben der Stange *MO* die Flügel senkrecht zur Umdrehungsebene des Rades stellt. Die zwischen zwei Bundringen der Stange *MO* auf dieser lose steckende Hülse *O* wird durch einen auf der festen Schiene *b* gleitenden Arm *a* verhindert, an der Drehung der Ruthenwelle Theil zu nehmen. Ferner wird der Einwärtsbewegung der Stange *MO* unter dem Einflusse des Gewichtes *Q* eine Grenze durch den Winkelhebel *Y* gesetzt, gegen dessen längern Arm die Hülse *O* anstößt, wenn die Flügel die für die vortheilhafte Wirkung des Windes geeignete schräge Stellung angenommen haben. Es ist hiernach ersichtlich, wie bei zu starkem Winddrucke durch eine Drehung des Winkelhebels *Y*, durch welche ein Herausschieben der Stange *OM* bewirkt wird, die Flügelflächen schärfer in den Wind gedreht werden, so daß hierdurch eine Verkleinerung der gedrückten Fläche und damit eine Regulirung der Windkraft und beziehungsweise ein gänzliches Anhalten der Maschine erreicht wird. Zu einer solchen Bewegung des Winkelhebels *Y* dient die Stange *Z*, welche mittelst des Hebels *dce* derart auf *Y* einwirkt, daß ein Niederziehen der Stange *Z* durch Auswärtsschieben von *OM* und schärfere Stellung der Flügel die Kraft mäßigt und umgekehrt. Bei den gedachten Wasserstationen, wo das durch die Ruthenwelle bewegte Pumpwerk ein Reservoir speist, wird das Heben und Senken der Stange *Z* selbstthätig durch Schwimmer in diesem Reservoir bewirkt, welche mit der Stange *Z* durch einen Hebelmechanismus verbunden sind. In Fig. 414 sind von dem Triebwerke nur die beiden conischen Räder *P* und *T* dargestellt, durch welche die Ruthenwelle den hohlen Königsbaum *UV* umtreibt, dessen unteres Ende durch ein anderes, in der Figur nicht abgebildetes Räderwerk das daselbst befindliche Pumpwerk in Bewegung setzt.

§. 184. **Amerikanische Windräder.** Die in Amerika vielfach, insbesondere bei den Wasserstationen der Eisenbahnen angewandten Windräder, welche in neuerer Zeit auch in Deutschland häufiger zu Zwecken der Wasserhebung Verbreitung gefunden haben, unterscheiden sich von den bisher besprochenen wesentlich dadurch, daß die dem Winddrucke ausgesetzte Fläche nicht aus einzelnen Flügeln besteht, sondern eine ringförmige Scheibe bildet, deren äußerer Durchmesser etwa dreimal so groß ist wie der innere. Die ganze Fläche dieses Rades *W* ist nach Fig. 415 *) mit schräg gestellten Brettchen nach Art der Jalousien besetzt, und die Axe dieses Rades auf einem Laufringe gelagert, welcher mittelst Walzen oder Kugeln leicht drehbar auf einem Rollringe ruht, der durch das hohe hölzerne Bockgestell *G* getragen wird. Eine kräftige Windfahne *F* bewirkt die selbstthätige Einstellung des Rades

*) S. den österreichischen Bericht über die Weltausstellung in Philadelphia von Dr. E. Perels, welchem die Figuren 415 bis 418 entnommen sind.

nach der Windrichtung. Die Welle des Rades ist zwischen den beiden Lagern mit einer Kurbelkröpfung versehen, deren Zapfen durch die Schubstange *S*

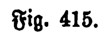
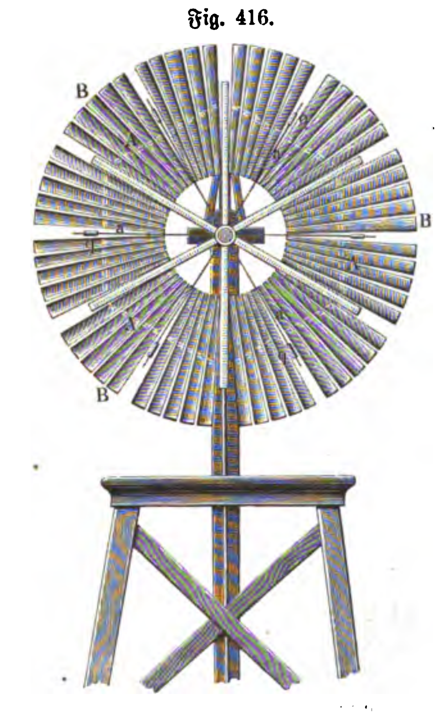


Fig. 415.

den Kolben der Pumpe *P* bewegt. Der Durchmesser dieser Räder wird je nach der zu verrichtenden Arbeit zwischen 2,5 und 12 m gewählt, wofür die Leistungen zwischen $^1/_2$ und 18 Pferdekraft angegeben werden.

Um die Bewegung dieses Rades gänzlich aufzuheben, kann die Windfahne *F* dazu benutzt werden, das Rad so zu stellen, daß seine Ebene in die Windrichtung hinein fällt. Zu diesem Zwecke dient die Kette *K*, welche, oberhalb über die Rollen *R* geführt, so an der Windfahne befestigt ist, daß durch einen unten an der Kette ausgeübten Zug die um eine verticale Axe drehbare Windfahne parallel zur Radebene gestellt wird, wodurch das Windrad in den Wind gestellt wird.

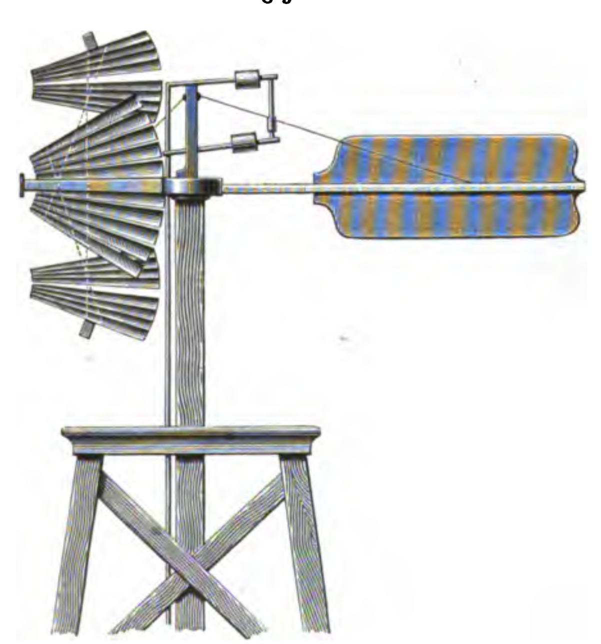
Fig. 416.



Bei einer anderen Construction von Halladay wird die Regulirung der Kraft sowie der gänzliche Stillstand in anderer Art bewirkt. Hierbei besteht das Rad aus sechs bis acht Sectoren *B* nach Fig. 416, von denen jeder um eine in seiner Ebene liegende, zur Radwelle senkrechte Axe *A* drehbar ist, so daß man die sämmtlichen Sectoren durch Drehung um 90° mit ihren Flächen parallel zur Radaxe, also in die Windrichtung stellen kann, wie Fig. 417 erkennen läßt. Es ist ersichtlich, daß in dieser Stellung der Sectoren eine Wirkung des Windes auf das Rad nicht ausgeübt wird, und daß die angegebene Construction durch mehr oder minder schräges Einstellen der Sectoren auch eine Regulirung des vom Winde ausgeübten Druckes gestattet. Die Art, wie die gedachte Einstellung der Sectoren von unten aus jeder Zeit, auch während des Betriebes, geschehen kann, ist aus Fig. 418 (S. 644) zu erkennen, in welcher *C* die Radwelle, *R* den Rollring und *F* die Windfahne vorstellt, während *L* die Schubstange für die Pumpe bedeutet. Durch den Zug an der Zugstange *Z* wird der Hebel *HJ* und durch diesen der Winkelhebel *GON* so bewegt, daß der gabelförmige Hebel *ON* die Schubstangen *T* verschiebt, von welchen je eine mit einem der Sectoren so verbunden ist, daß ihre

Verschiebung eine Drehung dieses Sectors zur Folge hat. Um die Regulirung selbstthätig zu bewirken, hat man jedem Sector ein auf einem Arme *a* verschiebbares kleines Gewicht *q*, Fig. 416, gegeben, welches bei einer übermäßigen Umdrehungsgeschwindigkeit des Rades in Folge der Centrifugalkraft ebenfalls eine Drehung des Sectors bewirkt. Auch ist bei diesen Rädern, wenn ihre Pumpen das Wasser in Reservoire speisen, die Vorrichtung getroffen,

Fig. 417.

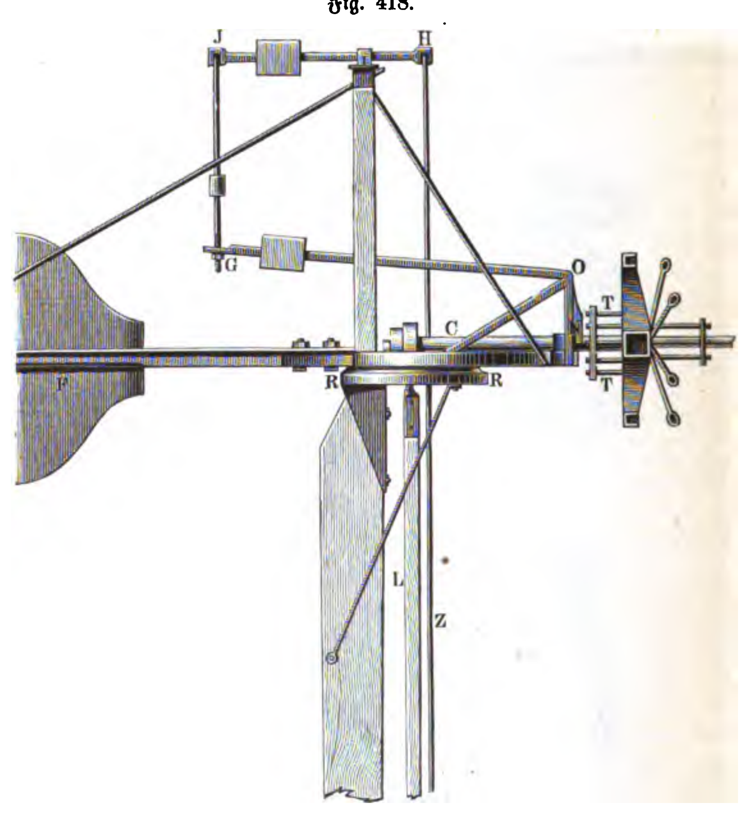


daß bei erlangter Füllung des Reservoirs durch einen Schwimmer eine Umdrehung der Sectoren und damit der Stillstand des Rades veranlaßt wird.

Windrichtung. Der Wind, dessen Entstehung jedenfalls einer Ungleichheit in der Expansivkraft oder Dichtigkeit der Luft beigemessen werden muß (s. die Formeln in Thl. I), ist verschieden in Hinsicht auf Richtung und in Hinsicht auf Stärke oder Geschwindigkeit. In Bezug auf die Richtung unterscheidet man die acht Winde N, NO, O, SO, S, SW, W, NW, d. i. Nord, Nordost, Ost, Südost, Süd, Südwest, West und Nordwest, indem man sie nach denjenigen Weltgegenden benennt, aus denen sie wehen. Zur genaueren Bezeichnung der Windrichtung bedient man sich auch einer §. 185.

Eintheilung des Horizontes in 16 gleiche Theile, oder, nach dem Bergmann, in 24 Stunden, am genauesten aber der Eintheilung in Grade. Im Laufe eines Jahres kommen alle diese Windrichtungen vor, jedoch manche von ihnen

Fig. 418.



auf längere, manche auf kürzere Zeit. Für das mittlere und südliche Deutschland ist nach Coffin die mittlere Dauer der einzelnen Winde folgende:

N	NNO	NO	ONO	O	OSO	SO	SSO	S	SSW
23,5	2,9	35,1	3,1	41,7	3,9	30,1	2,5	23,9	3,0

SW	WSW	W	WNW	NW	NNW	Windstille
63,3	3,2	77,1	4,2	42,8	0,4	0,9

Tage im Jahre.

Nach den Zusammenstellungen von **Kämtz** wehen z. B. unter 1000 Tagen die in folgender Tabelle aufgezeichneten Winde:

Länder	N	NO	O	SO	S	SW	W	NW
Deutschland . . .	84	98	119	87	97	186	198	131
England	82	111	99	81	111	225	171	120
Frankreich	126	140	84	76	117	192	155	110

Man ersieht hieraus, daß in den angeführten drei Ländern die Südwestwinde die vorherrschenden sind. Die Uebergänge dieser Windrichtungen in einander folgen meist nur in der Richtung S, SW, W u. s. w., selten findet die entgegengesetzte Winddrehung S, SO, O u. s. w. statt, wenigstens besteht diese meist nur in einem Zurückspringen um kleinere Winkel.

Die Windrichtung bestimmt man durch die sogenannte **Wind-** oder **Wetterfahne**. Dieses höchst einfache Instrument besteht in einer um eine verticale Axe drehbaren Blechfahne, welche natürlich durch den Windstoß gedreht wird, wenn die Richtung des Windes von ihrer Ebene abweicht, deshalb also durch ihre Richtung die Richtung des Windes bezeichnet. Um ihre Beweglichkeit zu erhöhen, muß man die Reibung an ihrer Axe möglichst herabzuziehen suchen, weshalb man denn auch durch Hinzufügung eines Gegengewichts auf der entgegengesetzten Seite der Umdrehungsaxe den Schwerpunkt der Fahne in die Umdrehungsaxe bringt, wodurch die sogenannten **Wetterhähne** entstanden sind.

Windgeschwindigkeit. Viel wichtiger als die Windrichtung ist natürlich dem Windmüller die Windgeschwindigkeit, weil von dieser das Arbeitsquantum abhängt, welches er dem Winde durch das Windrad abgewinnen kann. Nach der Größe der Geschwindigkeit hat man folgende Winde: §. 186.

Kaum wahrnehmbarer Wind mit 0,5 m.

Sehr schwacher Wind mit 1 m.

Schwacher Wind mit 2 m.

Lebhafter Wind mit 6 m.

Günstiger Wind für die Windmühlen mit 7 m Geschwindigkeit;

ferner:

Sehr lebhafter Wind mit 10 m.

Starker Wind mit 14 m.

Sehr starker Wind mit 20 m Geschwindigkeit.

Unter Sturm versteht man den heftigen Wind von 20 bis 28 m Geschwindigkeit, und Orkan ist ein Wind von 30 und mehr Meter Geschwindigkeit. Wind von 3 m Geschwindigkeit ist in der Regel nicht hinreichend, um ein belastetes Windrad im Umgang zu erhalten; steigt hingegen die Windgeschwindigkeit über 12 m, so läßt sich die Windkraft nicht mehr mit Vortheil zu gute machen, weil dann die Flügel eine zu große Geschwindigkeit annehmen würden. Stürme oder gar Orkane sind aber für die Windmühlen im höchsten Grade gefährlich, weil sie sehr oft das Abheben oder Umstürzen derselben herbeiführen.

Um die Windgeschwindigkeit zu ermitteln, wendet man Instrumente an, die man Anemometer oder Windmesser nennt. Obgleich man im Laufe der Zeit schon sehr viele solcher Instrumente vorgeschlagen und versucht hat, so sind doch nur wenige derselben hinreichend bequem und sicher im Gebrauche. Die meisten dieser Instrumente sind den Hydrometern (s. Thl. I) u. s. w. sehr ähnlich, ja es lassen sich sogar manche Hydrometer ohne Abänderung als Anemometer gebrauchen. Unmittelbar läßt sich die Geschwindigkeit des Windes durch leichte Körper angeben, welche man vom Winde fortführen läßt, z. B. durch Federn, Seifenblasen, Rauch, kleine Luftbälle u. s. w. Da die Windbewegung in der Regel nicht bloß progressiv, sondern auch drehend oder wirbelnd ist, so sind diese Mittel, wenigstens bei großen Geschwindigkeiten, oft nicht hinreichend. Am besten sind allerdings große Luftbälle, deren mittlere Dichtigkeit nicht sehr verschieden ist von der des Windes.

Die eigentlichen Anemometer lassen sich, wie die Hydrometer, in drei Classen bringen: entweder giebt man die Windgeschwindigkeit durch ein vom Winde bewegtes Rad an, oder man mißt dieselbe durch die Höhe einer Flüssigkeitssäule, welche dem Windstoße das Gleichgewicht hält, oder man bestimmt dieselbe durch die Kraft, welche der Windstoß gegen eine ebene Fläche ausübt. Von diesen Apparaten möge nun noch das Nothwendigste abgehandelt werden.

Anmerkung. Ausführlich über Anemometer handelt Hülsse in dem ersten Bande der allgemeinen Maschinenencyklopädie. Ueber den Wind ist aber nachzulesen: Kämtz's Meteorologie und Gehler's physikalisches Wörterbuch, Bd. X, sowie im Lehrbuch der Meteorologie von E. E. Schmidt, Leipzig 1860.

§. 187. **Anemometer.** Der Woltmann'sche Flügel (s. Thl. I) läßt sich ebenso gut zur Ausmittelung der Windgeschwindigkeit als zur Bestimmung der Geschwindigkeit des Wassers gebrauchen. Wird seine Umdrehungsaxe in die Windrichtung gebracht, was durch Hinzufügung einer Windfahne von selbst erfolgt, wenn man beide Instrumente an einer verticalen Umdrehungsaxe so befestigt, daß sie in eine Ebene fallen, so kann man die Anzahl n der

Umdrehungen beobachten, welche dieses Rad in Folge des Windstoßes in einer gewissen Zeit macht und es läßt sich nun, wie früher, die Geschwindigkeit setzen:

$$v = v_0 + \alpha n,$$

wo v_0 die Geschwindigkeit ist, bei welcher das Rad anfängt still zu stehen, α aber das Erfahrungsverhältniß $\frac{v - v_0}{n}$ bezeichnet. Wäre der Windstoß nicht verschieden vom Wasserstoße, und wüchsen beide genau proportional dem Quadrate der relativen Geschwindigkeit, so würde

$$\alpha = \frac{v - v_0}{n}$$

für Wasser und Wind zugleich gelten, da dies aber nur annähernd richtig ist, so können wir auch erwarten, daß die Coefficienten α für die Wind- und Wassergeschwindigkeit nur ungefähr gleich sind. Was dagegen die Anfangsgeschwindigkeit v_0 anlangt, so fällt diese beim Winde ungefähr $\sqrt{800} = 28{,}3$ mal so groß aus als beim Wasser, weil die Dichtigkeit des Wassers circa 800mal so groß als die des Windes ist und daher der Druck einer Wassersäule nur durch denjenigen einer 800mal so hohen Luftsäule, sowie der Stoß des bewegten Wassers nur durch den Stoß eines $\sqrt{800} = 28{,}3$mal so schnell wehenden Windes ersetzt werden kann. Dieser große Werth der Constanten v_0 macht es zur Pflicht, den als Anemometer zu gebrauchenden Flügel möglichst leicht zu machen, ihn z. B., nach Combes, mit Flittergold zu überziehen, vorzüglich aber mit feinen Stahlaxen in Lagern von Edelsteinen umlaufen zu lassen.

Die Constanten v_0 und α bestimmt man zwar gewöhnlich durch Bewegung oder Umdrehung des Instrumentes in der ruhigen Luft, es ist indessen diese Methode nicht sicher, weil der Stoß einer bewegten Flüssigkeit nicht ganz derselbe ist, wie der Widerstand der ruhigen Flüssigkeit (s. Thl. I). Besser ist es jedenfalls, man sucht diese Constanten durch Beobachtungen in der bewegten Luft selbst zu bestimmen, indem man deren Geschwindigkeit durch leichte Körper (Luftbälle) ausmittelt. Auch kann man hierzu ein Cylindergebläse oder eine andere Kolbenmaschine gebrauchen, wenn man das Instrument in eine weite Röhre bringt, durch die der Wind mittelst des niedergehenden Kolbens ausgeblasen wird. Die Berechnungen der Constanten aus mehreren zusammengehörigen beobachteten Werthen von v und n sind wie in Thl. I zu führen.

Die Pitot'sche Röhre (s. Thl. I) läßt sich ebenfalls mit großer Bequemlichkeit als Anemometer gebrauchen, sie ist aber dann gewöhnlich unter dem Namen das „Lind'sche Anemometer" bekannt. Die specielle Einrichtung eines solchen Instrumentes ist aus Fig. 419 (a. f. S.) zu ersehen. §. 188.

AB und DE sind zwei aufrechtstehende etwa 10 mm weite mit Wasser anzufüllende Glasröhren, und BCD ist eine enge krumme Verbindungsröhre zwischen beiden von etwa nur 1 mm Weite, endlich ist FG eine Scala zur Abnahme der Wasserstände. Wird nun das Mundstück A dem Winde entgegengestellt, so drückt dessen Kraft die Wassersäule AB nieder und die in DE eben so viel empor, es läßt sich nun an der zwischenbefindlichen Scala der Niveauabstand h zwischen beiden ablesen und hieraus wieder die Geschwindigkeit v des Windes berechnen, indem man setzt:

Fig. 419.



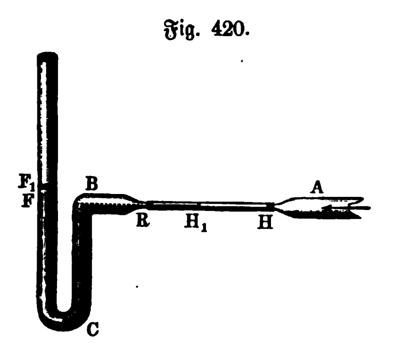
$$v = v_0 + \alpha \sqrt{h},$$

wobei v_0 und α Erfahrungsconstanten ausdrücken.

Dieses Instrument ist jedoch in seinem Gebrauche höchst eingeschränkt, da es mäßige Windgeschwindigkeiten durch sehr kleine Wassersäulen ausdrückt, welche sich nur mit sehr großer Unsicherheit ablesen lassen. Z. B. wird eine Windgeschwindigkeit von 6 m durch einen Anemometerstand h von circa 2 mm angegeben. Um diesem Uebelstande abzuhelfen und das Instrument auch bei mittleren Windgeschwindigkeiten gebrauchen zu können, sind von Robison und Wallaston folgende Verbesserungen angebracht worden.

Bei dem Anemometer von Robison ist eine enge horizontale Röhre HR, Fig. 420, zwischen dem Mundstücke A und dem aufrechtstehenden Röhrenschenkel BC eingesetzt, und man gießt vor dem Gebrauche so viel Wasser zu, daß der Wasserspiegel F mit HR in einerlei Niveau kommt und das Wasser zugleich die enge Röhre bis H anfüllt. Wird nun A dem Winde entgegengerichtet, so treibt derselbe das Wasser in der engen Röhre zurück und es erhebt sich über dem Niveau von HB eine dem Windstoße das Gleichgewicht haltende Wassersäule, deren Höhe FF_1 gemessen wird durch die Länge HH_1 der zurückgedrängten liegenden Wassersäule. Sind d und d_1 die Weiten und h und h_1 die Höhen der Wassersäulen FF_1 und HH_1, so hat man:

Fig. 420.



$$\frac{\pi d^2}{4} h = \frac{\pi d_1^2}{4} h_1,$$

und daher:

$$h = \left(\frac{d_1}{d}\right)^2 h_1,$$

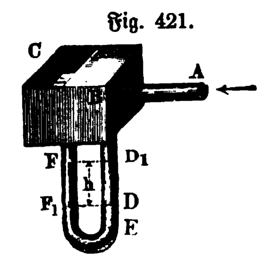
sowie:

$$h_1 = \left(\frac{d}{d_1}\right)^2 h.$$

Es fällt also h_1 stets im Verhältnisse $\left(\frac{d}{d_1}\right)^2$ größer als h aus, und kann daher mit mehr Sicherheit beobachtet werden als h. Ist z. B. $\frac{d}{d_1} = 5$, so giebt die enge Röhre die Höhe FF_1 schon 25fach an.

Endlich läßt sich auch durch das in Fig. 421 abgebildete Differential-Anemometer von Wollaston die Geschwindigkeit des Windes mit erhöhter Genauigkeit messen. Dasselbe besteht aus zwei Gefäßen B und C und aus einer gebogenen Röhre DEF, welche die beiden Gefäße von unten mit einander in Verbindung setzt. Das eine dieser Gefäße ist oben verschlossen und hat ein Seitenmundstück A, welches dem Winde entgegengerichtet wird. Die Füllung des Instrumentes besteht aus Wasser und Oel; das erstere füllt jeden der beiden Schenkel ungefähr bis zur Hälfte, das letztere aber nimmt den übrigen Theil der Röhre ein und füllt auch beide Gefäße zum Theil an. Durch den Windstoß stellt sich das Wasser in dem einen Schenkel höher als in dem andern, und es wird die Kraft dieses Stoßes durch die Differenz der Drücke von der Wassersäule FF_1 und von der Oelsäule DD_1 das Gleichgewicht halten. Setzen wir die gemeinschaftliche Höhe dieser Flüssigkeitssäulen gleich h, und das specifische Gewicht des Oeles gleich ε, so haben wir in der letzten Formel statt h, $h\,(1 - \varepsilon)$ und daher

Fig. 421.



$$v = v_0 + \alpha \sqrt{(1 - \varepsilon)\, h}$$

zu setzen. Z. B. wenn die obere Füllung aus Leinöl besteht, da für dasselbe $\varepsilon = 0{,}94$ ist:

$$v = v_0 + \alpha \sqrt{(1 - 0{,}94)\, h} = v_0 + \alpha \sqrt{0{,}06 \,.\, h} = v_0 + 0{,}245\, \alpha \sqrt{h}.$$

Es ist also dann $h = {}^{100}/_6 = 16^2/_3$mal so groß als bei einer einfachen Wasserfüllung. Durch Mischung des Wassers mit Alkohol läßt sich die Dichtigkeit des Wassers der des Oeles noch näher bringen, und daher $1 - \varepsilon$ noch mehr herabziehen oder die abzulesende Niveaudifferenz und daher auch die Genauigkeit des Ablesens noch mehr vergrößern.

Auch hat man mehrere Anemometer vorgeschlagen und zu gebrauchen §. 189.
gesucht, welche dem Stromquadranten (s. Thl. I) ähnlich sind und mit

demselben einerlei Princip haben, jedoch hierbei die Kugeln durch dünne Scheiben ersetzt. Jedenfalls ist aber eine hohle Blechkugel noch besser als eine ebene Scheibe, weil der Windstoß gegen die Kugel bei allen Neigungen der Stange, woran dieselbe aufgehangen ist, derselbe bleibt, wogegen er sich bei der Scheibe mit der Neigung derselben ändert; während bei Anwendung einer Kugel die Formel

$$v = \psi \sqrt{tg\,\beta}$$

(wo β die Abweichung der Stange von der Verticalen bezeichnet) genügt, ist bei Anwendung einer Scheibe ein complicirterer Ausdruck zur Berechnung der Geschwindigkeit zu gebrauchen.

Endlich hat man auch die Windgeschwindigkeit durch den Stoß, welchen der Wind unmittelbar gegen eine ebene, ihm normal entgegengerichtete Fläche ausübt, zu messen gesucht, und dazu Anemometer angewendet, welche dem betreffenden in Thl. I abgebildeten und beschriebenen Hydrometer mehr oder weniger ähnlich sind. Wäre das Gesetz des Windstoßes vollständig bekannt und sicher begründet, so würde sich mit Hülfe eines solchen Anemometers die Geschwindigkeit des Windes ohne weitere Untersuchung bestimmen lassen; allein dies ist nicht der Fall, es führen vielmehr die in Thl. I aufgestellten Formeln und der daselbst angegebene Coefficient nur auf Näherungswerthe. Behalten wir dieselben indessen hier bei, setzen wir also den Windstoß

$$P = \zeta\,\frac{v^2}{2\,g}\,F\gamma, = 1,86\,\frac{v^2}{2\,g}\,F\gamma,$$

oder mit $\frac{1}{2\,g} = 0,051$:

$$P = 0,09486\,v^2 F\gamma.$$

Setzt man hierein noch das specifische Gewicht der Luft $\gamma = 1,294$ kg, so erhält man

$$P = 0,1227\,v^2 F,$$

also für einen Inhalt der gestoßenen Fläche gleich 1 qm

$$P = 0,1227\,v^2 \text{ kg},$$

sowie umgekehrt die Windgeschwindigkeit

$$v = \sqrt{\frac{P}{0,1227}} = 2,855\,\sqrt{P} \text{ Meter}.$$

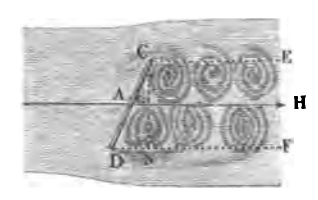
Hiernach ist die folgende Tabelle berechnet:

Windgeschwindigkeit $v =$	3	4	5	6	8	10	12	14	15 m
Windstoß für 1 qm $P =$	1,104	1,963	3,068	4,417	7,853	12,27	17,67	24,05	27,61 kg

Durch Multiplication mit dem Inhalte der gestoßenen Fläche läßt sich hiernach der Normalstoß des Windes gegen jede ebene Fläche leicht berechnen.

Grösse des Windstosses. Wir haben nun die Größe und Leistung des Windstoßes bei den Flügelrädern der Windmühlen näher zu ermitteln. Denken wir uns in dieser Absicht die ganze Flügelfläche durch Normalebenen auf der Flügel- oder Ruthenaxe in lauter schmale Theile oder Elemente zerschnitten und stelle CD, Fig. 422, ein solches Element vor. Wegen der bedeutenden Größe und zumal wegen der großen Länge einer Flügelfläche können wir annehmen, daß alle in der Richtung AH ankommenden Windelemente der gegen die Fläche CD anrückenden Windsäule durch den Stoß in entgegengesetzten Richtungen parallel zu CD abgelenkt werden, und deshalb auch von den entsprechenden Formeln in Thl. I Gebrauch machen. Bezeichnet c die Windgeschwindigkeit und v die Flügelgeschwindigkeit, sowie Q das Windquantum, welches pr. Secunde gegen CD anstößt, ferner γ die Dichtigkeit des Windes und α den Winkel CAH, welchen die Windrichtung mit CD einschließt, so haben wir unter der Voraussetzung, daß die Fläche CD in der Richtung des Windes ausweicht, nach Thl. I, den Normalstoß des Windes gegen CD: §. 190.

Fig. 422.



$$N = \frac{c - v}{g} \sin \alpha \, Q \gamma.$$

Das zum Stoße gelangende Windquantum Q ist hier, wo der Querschnitt $CN = G$ des Stromes die ganze Stoßfläche einnimmt, nicht gleich Gc, sondern nur $G(c - v)$ zu setzen, da die mit der Geschwindigkeit v ausweichende Fläche pr. Secunde einen Raum Gv hinter sich offen läßt, der vom nachfolgenden Windquantum Gc den Theil Gv aufnimmt, ohne eine Richtungsveränderung desselben zu veranlassen. Es ist daher der Normalstoß auch zu setzen:

$$N = \frac{c - v}{g} \sin \alpha \, (c - v) \, G \gamma = \frac{(c - v)^2}{g} \sin \alpha \, G \gamma,$$

oder, wenn F den Inhalt des Elementes CD bezeichnet und $G = F \sin\alpha$ eingeführt wird,

$$N = \frac{(c - v)^2}{g} \sin^2\alpha F\gamma.$$

Außer diesem Stoße gegen die Vorderfläche von CD findet noch eine Wirkung an der Hinterfläche von CD statt, da ein Theil des in den Richtungen CE und DF an dem Umfange der Fläche vorbeigehenden Windes zur Ausfüllung des Raumes hinter CD eine wirbelnde Bewegung annimmt, und dabei den der relativen Geschwindigkeit $(c - v) \sin\alpha$ entsprechenden Druck $\frac{(c - v)^2}{2g} \sin\alpha^2 F\gamma$ verliert. Wenn man beide Wirkungen vereinigt, so bekommt man zuletzt die vollständige Normalkraft des Windes gegen das Flügelelement F:

$$N = \frac{(c - v)^2}{g} \sin^2\alpha F\gamma + \frac{(c - v)^2}{2g} \sin^2\alpha F\gamma = 3\frac{(c - v)^2}{2g} \sin^2\alpha F\gamma.$$

§. 191. **Vortheilhafteste Stosswinkel.** Bei Anwendung dieser Formel auf die Windräder haben wir zu berücksichtigen, daß der Windflügel BC, Fig. 423, nicht in der Richtung AR des Windes, sondern in einer Richtung AP rechtwinkelig darauf umläuft, es ist daher auch in der Formel

Fig. 423.

$$N = 3\,\frac{(c - v)^2}{2g} \sin^2\alpha F\gamma$$

für den Normalstoß statt v die Geschwindigkeit $Av_1 = v_1$ einzusetzen, mit welcher der Flügel in Hinsicht auf die Windrichtung ausweicht. Bezeichnet hier v die wirkliche Umdrehungsgeschwindigkeit Av, so haben wir für $Av_1 = v_1 = v \operatorname{cotg} Av_1 v = v \operatorname{cotg}\alpha$ und daher für den vorliegenden Fall:

$$N = 3\,\frac{(c - v \operatorname{cotg}\alpha)^2}{2g} \sin^2\alpha F\gamma$$

oder

$$N = 3\,\frac{(c \sin\alpha - v \cos\alpha)^2}{2g} F\gamma.$$

Diesen Normalstoß zerlegt man in zwei Seitenkräfte P und R, eine in der Umdrehungs- und die andere in der Axenrichtung des Flügelelementes wirkend, und es ist

$$P = N \cos\alpha = 3\,\frac{(c \sin\alpha - v \cos\alpha)^2}{2g} \cos\alpha F\gamma,$$

dagegen

$$R = N \sin \alpha = 3 \frac{(c \sin \alpha - v \cos \alpha)^2}{2g} \sin \alpha F \gamma.$$

Durch Multiplication mit der Umdrehungsgeschwindigkeit v folgt aus der Formel für P die mechanische Leistung des Windrades:

$$L = Pv = 3 \frac{(c \sin \alpha - v \cos \alpha)^2}{2g} v \cos \alpha F \gamma;$$

was dagegen die Axen- oder sogenannte Parallelkraft R anlangt, so verrichtet dieselbe keine Arbeit, sondern sie sucht das Rad fortzuschieben, drückt deshalb die Grundfläche seines hintern Zapfens gegen das Widerlager und giebt durch die hieraus entspringende Reibung zu einem besondern Arbeitsverluste Veranlassung.

Die Formel für L zeigt, daß die Leistung zu Null wird für $\cos \alpha = 0$, oder $\alpha = 90^0$, womit ausgesprochen ist, daß die Flügelflächen schräg gegen die Windrichtung gestellt werden müssen. Ebenso wird die Leistung zu Null für $c \sin \alpha = v \cos \alpha$, d. h. wenn die zur Flügelfläche senkrechten Componenten der Windgeschwindigkeit c und der Flügelgeschwindigkeit v, welche sich bei rechtwinkeliger Zerlegung ergeben, von gleicher Größe sind. Um für eine gewisse Windgeschwindigkeit c und eine ebenfalls festgesetzte Flügelgeschwindigkeit v, d. h. also für ein gewisses Verhältniß $\frac{v}{c}$ den vortheilhaftesten Winkel α zu finden, hat man den Differentialquotienten $\frac{\partial L}{\partial \alpha} = 0$ zu setzen. Durch Ausführung dieser Rechnung erhält man:

$$\frac{\partial L}{\partial \alpha} = \frac{3}{2g} [v \cos \alpha . 2 (c \sin \alpha - v \cos \alpha)(c \cos \alpha + v \sin \alpha) - (c \sin \alpha - v \cos \alpha)^2 v \sin \alpha] = 0$$

oder, durch $\frac{3v}{2g} (c \sin \alpha - v \cos \alpha)$ dividirt,

$$2c \cos^2 \alpha + 2v \cos \alpha \sin \alpha - c \sin^2 \alpha + v \cos \alpha \sin \alpha = 0.$$

Diese Gleichung giebt, nach Division mit $\cos^2 \alpha$,

$$2c + 2v \, tg \alpha - c \, tg^2 \alpha + v \, tg \alpha = 0$$

oder

$$tg^2 \alpha - \frac{3v}{c} tg \alpha = 2,$$

woraus

$$tg \alpha = \frac{3v}{2c} + \sqrt{\left(\frac{3v}{2c}\right)^2 + 2}$$

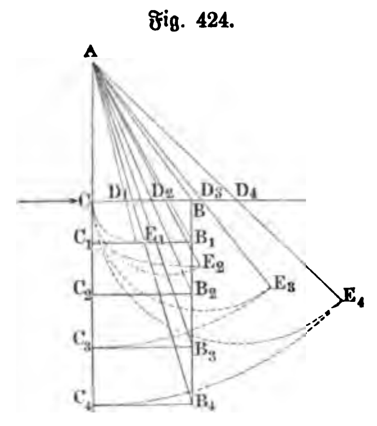
folgt. Unter diesem Winkel hat man daher den Flügel gegen die Wind-

richtung zu neigen, um bei einem gewissen Verhältnisse $\frac{v}{c}$ der Geschwindigkeiten die größte Leistung zu erreichen.

Da bei einem und demselben Flügel die entfernteren Elemente eine größere Geschwindigkeit besitzen, als die der Umdrehungsaxe näherstehenden, so folgt hieraus, daß den entfernteren Flügeltheilen ein größerer Stoßwinkel zu ertheilen ist, als den näheren, um eine möglichst große Leistung zu erhalten. Es sind also die Flügel nicht eben, sondern windschief und zwar so herzustellen, daß die äußeren Theile weniger als die inneren von der Umdrehungsebene abweichen.

Anmerkung. Die vortheilhaftesten Stoßwinkel eines Flügels lassen sich auch leicht durch folgende Construction finden. Man nehme CB, Fig. 424, gleich 1, setze rechtwinkelig darauf: $CA = \sqrt{2}$ gleich der Diagonale eines Quadrates über CB, und ziehe AB. Dann ist

Fig. 424.



$$tg\, ABC = \sqrt{2},$$

und daher

$$\angle\, ABC = 54^0\, 44'\, 8'',$$

d. i. der Stoßwinkel der ganz nahe an der Umdrehungsaxe liegenden Flügelelemente. Setzen wir nun in $y = \frac{3\,\omega x}{2\,c}$ für c die Wind-, sowie für ω die Winkelgeschwindigkeit und für x nach und nach die Entfernungen der Flügelsprossen von der Umdrehungsaxe ein, und tragen wir die so erhaltenen Werthe von y als CD_1, CD_2, CD_3 u. s. w. auf die CB von C aus auf; ziehen wir ferner die Hypotenusen AD_1, AD_2, AD_3 u. s. w. und verlängern wir dieselben so, daß $D_1E_1 = CD_1$, $D_2E_2 = CD_2$, $D_3E_3 = CD_3$ u. s. w. wird; legen wir endlich AE_1, AE_2, AE_3 u. s. w. auf die Richtung von AC als AC_1, AC_2, AC_3 u. s. w. auf, errichten in C_1, C_2, C_3 u. s. w. die Perpendikel C_1B_1, C_2B_2, C_3B_3 u. s. w. $= CB = 1$, und ziehen AB_1, AB_2, AB_3 u. s. w., so erhalten wir in AB_1C_1, AB_2C_2, AB_3C_3 u. s. w. die gesuchten Stoßwinkel, denn es ist:

$$tg\, AB_1C_1 = \frac{AC_1}{B_1C_1} = \frac{AE_1}{1} = D_1E_1 + AD_1 = y_1 + \sqrt{y_1^2 + 2},$$

$$tg\, AB_2C_2 = \frac{AC_2}{B_2C_2} = \frac{AE_2}{1} = D_2E_2 + AD_2 = y_2 + \sqrt{y_2^2 + 2}, \text{ zc.}$$

§. 192. Leistung der Windräder. Die Formel für den zweckmäßigsten Stoßwinkel läßt sich auch umkehren, um die einer gegebenen Flügelstellung (α) entsprechende vortheilhafteste Umdrehungsgeschwindigkeit zu finden. Es ist hiernach:

$$tg^2\alpha - \frac{3\,v}{c}\,tg\,\alpha = 2,$$

und daher sehr einfach:

$$v = \frac{tg^2\alpha - 2}{tg\,\alpha}\,\frac{c}{3} = (tg\,\alpha - 2\,cotg\,\alpha)\,\frac{c}{3}\,.$$

Setzt man diesen Werth in die Leistungsformel ein, so bekommt man:

$$L = \frac{3}{2\,g}\left[c\sin\alpha - (tg\,\alpha - 2\,cotg\,\alpha)\,\frac{c}{3}\cos\alpha\right]^2 (tg\,\alpha - 2\,cotg\,\alpha)\,\frac{c}{3}\cos\alpha\,F\gamma$$

$$= \frac{c^3}{2\,g}\,F\gamma\left(\sin\alpha - \frac{\sin\alpha}{3} + \frac{2\cos^2\alpha}{3\sin\alpha}\right)^2\left(\sin\alpha - \frac{2\cos^2\alpha}{\sin\alpha}\right)$$

$$= \frac{4}{9}\,\frac{c^3}{2\,g}\,F\gamma\,\frac{3\sin^2\alpha - 2}{\sin^3\alpha}.$$

Die theoretische Leistung eines Windrades läßt sich hiernach für jede gegebene Wind- und Umdrehungsgeschwindigkeit berechnen. Aus der gegebenen Umdrehungszahl n pr. Minute folgt zunächst die Winkelgeschwindigkeit $\omega = \frac{\pi n}{30} = 0{,}1047\,n$. Theilt man nun die ganze Windruthenlänge in sieben gleiche Theile, und läßt man, wie gewöhnlich, den Flügel im ersten Theilpunkte anfangen, so daß seine eigentliche Länge $^6/_7\,l$ ausfällt, so kann man nun sehr leicht mit Hülfe der Formel

$$tg\,\alpha = \frac{3\,v}{2\,c} + \sqrt{\left(\frac{3\,v}{2\,c}\right)^2 + 2}$$

die jedem der sieben Theilpunkte des Flügels entsprechenden vortheilhaftesten Stoßwinkel $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3 \ldots$ berechnen, indem man nach und nach

$$v_1 = \omega\,\frac{l}{7},\;\; v_2 = \omega\,\frac{2\,l}{7},\;\; v_3 = \omega\,\frac{3\,l}{7} \ldots \text{ bis } v_7 = \omega\,\frac{7\,l}{7}$$

oder ωl einführt.

Sind nun noch $b_1, b_2, b_3 \ldots b_7$ die durch diese Theilpunkte zu legenden Flügelbreiten, so können wir mit Hülfe der Simpson'schen Regel aus

$$\frac{3\sin^2\alpha_1 - 2}{\sin^3\alpha_1}\,b_1,\;\; \frac{3\sin^2\alpha_2 - 2}{\sin^3\alpha_2}\,b_2,\;\; \frac{3\sin^2\alpha_3 - 2}{\sin^3\alpha_3}\,b_3 \text{ u. s. w.}$$

einen Mittelwerth k berechnen und bekommen daher mit Hülfe desselben die ganze Flügelleistung:

$$L = {}^4/_9\,k\gamma\,.\,{}^6/_7\,l\,\frac{c^3}{2\,g},$$

oder allgemeiner, wenn l_1 die eigentliche Flügellänge bezeichnet:

$$L = {}^4/_9\,\gamma k l_1\,\frac{c^3}{2\,g}\,.$$

Wäre der Flügel eben, hätte er also an allen Stellen einen und denselben

Stoßwinkel α, so würde man mittelst $v_1 = \frac{\omega l}{7}$, $v_2 = \omega \frac{2l}{7}$ u. s. w. zunächst die entsprechenden Werthe

$$\left(\sin\alpha - \frac{v_1}{c}\cos\alpha\right)^2 \frac{v_1}{c}\cos\alpha \,.\, b_1,$$

$$\left(\sin\alpha - \frac{v_2}{c}\cos\alpha\right)^2 \frac{v_2}{c}\cos\alpha \,.\, b_2 \text{ u. s. w.}$$

zu berechnen, aus diesen wieder durch Anwendung der Simpson'schen Regel den Mittelwerth k_1 zu ermitteln und denselben zuletzt in die Formel

$$L = 3\gamma k_1 l_1 \frac{c^3}{2g}$$

einzusetzen haben.

Ist z die Anzahl der Flügel, so hat man schießlich den letzten Werth noch hiermit zu multipliciren, um die ganze theoretische Radleistung zu erhalten, also

$$L = 3z\gamma k_1 l_1 \frac{c^3}{2g}$$

zu setzen.

Beispiel 1. Welche Stoßwinkel erfordert ein Flügelrad bei 7 m Windgeschwindigkeit, wenn dasselbe aus 4 Flügeln mit 8,4 m langen Ruthen besteht, und die Bedeckung in 1,2 m Abstand zu 2 m und am äußern Ende zu 3 m Breite angenommen wird, und wenn eine Umdrehungszahl gleich 18 in jeder Minute vorausgesetzt wird? Wie groß ist ferner die theoretische Leistung dieses Rades?

Zunächst ist die Winkelgeschwindigkeit $\omega = 0{,}1047 \,.\, 18 = 1{,}885$ m und damit berechnen sich für die Theilpunkte der in 7 gleiche Theile getheilten Ruthenlänge $l = 8{,}4$ m die Werthe der folgenden Tabelle:

	$c = 7$ m; $\omega = 1{,}885$ m						
Axenabstand $r =$ . .	1,2	2,4	3,6	4,8	6,0	7,2	8,4 m
Umfangsgeschwindigkeit $v = r\omega =$ . . .	2,262	4,524	6,786	9,048	11,310	13,572	15,834 m
$tg\,\alpha = \frac{3v}{2c} + \sqrt{\left(\frac{3v}{2c}\right)^2 + 2} =$	1,9797	2,6840	3,4826	4,3387	5,2296	6,1422	7,0689
$\alpha =$	63° 12′	69° 34′	73° 59′	77° 1′	79° 10′	80° 45′	81° 57′
$\frac{3\sin^2\alpha - 2}{\sin^3\alpha} =$ . .	0,5487	0,7708	0,8689	0,9157	0,9436	0,9594	0,9696
Flügelbreite $b =$ . .	2	2,167	2,333	2,50	2,667	2,833	3,00 m
$\frac{3\sin^2\alpha - 2}{\sin^3\alpha} b =$.	1,0974	1,6701	2,0274	2,2893	2,5161	2,7184	2,9087

Aus den Producten der letzten Zeile folgt nun der Mittelwerth:

$$k = \frac{1{,}097 + 2{,}909 + 4\,(1{,}670 + 2{,}289 + 2{,}718) + 2\,(2{,}027 + 2{,}516)}{18}$$

$$= \frac{39{,}800}{18} = 2{,}211,$$

und führt man noch $\gamma = 1{,}294$ kg, $\frac{6}{7}\,l = 7{,}2$ m, sowie $\frac{c^3}{2g} = 0{,}051 \,.\, 7^3 = 17{,}493$ ein, so erhält man die Leistung dieses Windrades:

$$L = 4 \cdot \frac{4}{9} \cdot 1{,}294 \,.\, 2{,}211 \,.\, 7{,}2 \,.\, 17{,}493 = 640{,}6 \text{ mkg} = 8{,}54 \text{ Pferdekraft.}$$

2. Welche Leistung ist von einem Windrade zu erwarten, welches aus vier ebenen Flügeln besteht und bei dem Stoßwinkel von 75° die übrigen Dimensionen und Verhältnisse mit dem Rade des vorigen Beispiels gemein hat?

Man hat hier

	$\alpha = 75^0$						
Axenabstand $r =$	1,2	2,4	3,6	4,8	6,0	7,2	8,4 m
Geschwindigkeitsverhältniß $\frac{v}{c} =$	0,323	0,646	0,969	1,293	1,616	1,939	2,262
$\sin\alpha - \frac{v}{c}\cos\alpha =$	0,8823	0,7987	0,7151	0,6313	0,5477	0,4641	0,3805
Flügelbreite $b =$	2	2,167	2,333	2,50	2,667	2,833	3,0 m
$\left(\sin\alpha - \frac{v}{c}\cos\alpha\right)^2 \frac{v}{c}\cos\alpha \,.\, b =$	0,1332	0,2316	0,2992	0,3334	0,3345	0,3063	0,2543

Aus den letzten Producten ergiebt sich mittelst der Simpson'schen Regel der Mittelwerth:

$$k_1 = \frac{1}{18}[0{,}1332 + 0{,}2543 + 4\,(0{,}2316 + 0{,}3334 + 0{,}3063) + 2\,(0{,}2992 + 0{,}3345)]$$

$$= \frac{5{,}1400}{18} = 0{,}2855$$

und hiermit folgt die gesuchte Leistung:

$$L = 3 \,.\, 4 \,.\, 1{,}294 \,.\, 0{,}2855 \,.\, 7{,}2 \,.\, 17{,}493 = 558{,}4 \text{ mkg} = 7{,}45 \text{ Pferdekraft,}$$

wogegen das Rad mit windschiefen Flügeln 8,54 Pferdekraft verspricht.

Reibungsverlust der Windräder. Einen bedeutenden Theil des Arbeitsvermögens, welches ein Flügelrad dem Winde abgewinnt, geht durch die Reibung am Halse des Rades verloren, zumal wenn, wie gewöhnlich, dieser sehr stark ist. Wir können annehmen, daß das ganze Gewicht des Flügelrades im Halse unterstützt sei und den Druck am hinteren Zapfen ganz unberücksichtigt lassen; wenn nun auch dadurch eine etwas zu große Reibung gefunden wird, so wird diese Ungenauigkeit durch Außerachtlassung §. 193.

der Reibung an der Basis des hintern Zapfens, welche aus dem Windstoße in axialer Richtung entspringt, ungefähr wieder ausgeglichen. Da der hintere Zapfen viel schwächer ist, als der Hals- oder vordere Zapfen, so wird diese Vereinfachung um so eher erlaubt sein. Dies vorausgesetzt, erhalten wir nun aus dem Gewichte G des ganzen Flügelrades die entsprechende Reibung $F = \varphi G$, und ist nun noch r der Halbmesser des Halses, also ωr die Geschwindigkeit der Reibung, so folgt die Arbeit der letztern:

$$F \omega r = \varphi G \omega r = 0{,}1047\, n \varphi G r = \varphi G \frac{r}{l} v,$$

wenn v die Umfangsgeschwindigkeit des Rades bezeichnet.

Dies vorausgesetzt, können wir nun die effective Leistung eines Windrades mit ebenen Flügeln setzen:

$$L = 3 z \gamma k_1 l_1 \frac{c^3}{2g} - \varphi G \frac{r}{l} v,$$

und die eines solchen Rades mit windschiefen Flügeln:

$$L = {}^4/_9\, z \gamma k l_1 \frac{c^3}{2g} - \varphi G \frac{r}{l} v.$$

Aus der oben gefundenen Formel für die theoretische Leistung des Flügelelementes F:

$$L = 3 \frac{(c \sin \alpha - v \cos \alpha)^2}{2g} v \cos \alpha F \gamma$$

ersieht man leicht durch Differentiation, daß dieser Werth ein Maximum wird, wenn

$$v = \frac{c \operatorname{tg} \alpha}{3},$$

d. h. wenn

$$v \cos \alpha = \frac{c \sin \alpha}{3}$$

angenommen wird. Mit diesem Werthe ergiebt sich die theoretische Leistung daher zu

$$L = 3 \frac{4}{27} \frac{c^3 \sin^3 \alpha}{2g} F \gamma.$$

Hieraus würde folgen, daß man die größte Leistung für $\alpha = 90^0$ erlangen würde. Da aber diese Annahme gemäß $v = \frac{c \operatorname{tg} \alpha}{3} = \infty$ ausfallen würde, so läßt sich derselben in Wirklichkeit nicht Genüge leisten. Man darf daher wohl bei einer großen Umdrehungszahl eine große theoretische Nutzleistung erwarten, indessen ist auch dabei zu berücksichtigen, daß mit einer großen Umdrehungsgeschwindigkeit der Flügel auch eine Vergrößerung der schädlichen Nebenhindernisse, besonders der Halsreibung sich einstellt.

Man wird daher in gegebenen Fällen besonders zu untersuchen haben, bei welcher Umdrehungszahl die effective Leistung nach Abzug der Reibungswiderstände ihren größten Werth annimmt, was am einfachsten dadurch geschehen kann, daß man für eine Reihe von Umdrehungszahlen diese Leistungen berechnet, und aus diesen die größte herausnimmt oder durch Interpolation ermittelt.

Anmerkung. Daß der Werth $L = 3\,\frac{(c \sin \alpha - v \cos \alpha)^2}{2g}\, v \cos \alpha F \gamma$ für $v \cos \alpha = \frac{1}{3}\, c \sin \alpha$ ein Maximum wird, ergiebt sich durch Differentiation. Setzt man zu dem Ende der Kürze halber $c \sin \alpha = x$ und $v \cos \alpha = y$, so erhält man für den Ausdruck

$$(x - y)^2 y = x^2 y - 2xy^2 + y^3$$

die Bedingung des Maximums, wenn man unter Annahme eines constanten x den Differentialquotienten nach y gleich Null setzt. Dies giebt

$$x^2 - 4xy + 3y^2 = 0,$$

woraus

$$y = \frac{2}{3}\, x \pm \sqrt{\frac{4}{9}\, x^2 - \frac{x^2}{3}} = x^2$$

und $\frac{1}{3}\, x$ folgt. Der erste Werth giebt mit $c \sin \alpha = v \cos \alpha$ die Leistung $L = 0$, während der zweite Werth $y = \frac{1}{3}\, x$, d. h. $v \cos \alpha = \frac{1}{3}\, c \sin \alpha$ dem Maximum angehört.

Beispiel. Wenn die armirte Flügelwelle des in den Beispielen des vorigen Paragraphen betrachteten Rades 4000 kg wiegt, ferner der Halbmesser 120 mm mißt und der Reibungscoefficient zu $\varphi = 0{,}10$ angenommen wird, so hat man die durch die Halsreibung aufgezehrte Arbeit pro Secunde:

$$L_1 = 0{,}10 \,.\, 4000\, \omega r = 400 \,.\, 1{,}885 \,.\, 0{,}12 = 90{,}5 \text{ mkg} = 1{,}2 \text{ Pferdekraft}.$$

Es bleibt also bei dem Rade mit windschiefen Flügeln die Nutzleistung

$$L = 640{,}6 - 90{,}5 = 550{,}1 \text{ mkg} = 7{,}33 \text{ Pferdekraft}$$

oder ungefähr 86 Procent übrig. Bei Anwendung hölzerner Wellen sind aber die Hälse etwa doppelt so stark, so daß daher auch der Arbeitsbetrag der Reibung doppelt so groß ausfällt, die Nutzleistung daher zu nur etwa 70 Procent der theoretischen zu veranschlagen ist.

Erfahrungen über Windräder. Sichere, namentlich zur Prüfung der Theorie vollkommen genügende Beobachtungen sind an Windmühlen bis jetzt noch gar nicht gemacht worden; es fehlt zwar nicht an Angaben über die Leistungen verschiedener Windmühlen, allein dieselben sind meist zur Beurtheilung des Wirkungsgrades dieser Maschinen nicht hinreichend, da sie die Windgeschwindigkeit entweder ganz unbestimmt lassen oder dieselbe nicht mit hinreichender Genauigkeit ausdrücken. Am vollständigsten sind noch die Angaben von Coulomb und Smeaton; neuere Beobachtungen ähnlicher Art fehlen aber ganz. Coulomb stellte seine Beobachtungen an einer der §. 194.

vielen Windmühlen in der Umgebung von Lille an; es lassen sich aber aus denselben ziemlich sichere Folgerungen ziehen, weil diese Mühle ein zum Auspressen des Rübsamenöles dienendes Pochwerk in Bewegung setzte, dessen Nutzleistung sich sehr leicht berechnen läßt. Die vier Radflügel dieser Mühle waren nach holländischer Art, windschief, mit den Stoßwinkeln von $63^3/_4{}^0$ bis $81^1/_4{}^0$, und jeder von ihnen hatte ungefähr $2.10 = 20$ qm Inhalt. Die Versuche wurden bei Windgeschwindigkeiten von 2,27 bis 9,1 m und bei Umfangsgeschwindigkeiten von 7 bis 22 m angestellt, und stimmten nach den Berechnungen von Coriolis (s. dessen Calcul de l'effet des machines) im Mittel ziemlich mit der oben entwickelten Theorie, nach welcher der Windstoß normal gegen ein Flügelelement F:

$$N = 3\,\frac{(c\sin\alpha - v\cos\alpha)^2}{2g}\,F\gamma$$

ist, überein. Es ist übrigens leicht ersichtlich, daß bei den besseren Constructionen mit windschiefen Flügeln der Mittelwerth von $\frac{3\sin^2\alpha - 2}{\sin^3\alpha}$ nicht bedeutend abweichen wird von demjenigen, welcher sich aus den im ersten Beispiele des §. 192 berechneten Werthen ergiebt. Danach bestimmt sich dieser Mittelwerth zu 0,874. Führt man denselben in die allgemeine Formel ein, so erhält man den einfachen Ausdruck für die Leistung eines Windrades mit z Flügeln von je F qm Fläche:

$$L = \frac{4}{9}\cdot 0{,}874\,.\,1{,}294\,zF\,\frac{c^3}{2g} = 0{,}0256\,zFc^3 \text{ mkg.}$$

Das Mittel aus den Coulomb'schen Beobachtungen giebt in guter Uebereinstimmung mit dem vorstehenden Rechnungsresultate

$$L = 0{,}026\,zFc^3 \text{ mkg.}$$

Diese Formeln geben jedoch nur dann genügende Resultate, wenn die Umfangsgeschwindigkeit v des Rades die vortheilhafteste, nämlich circa 2,5 mal so groß als die Windgeschwindigkeit c ist.

Beispiel. Wenn ein Windrad bei einer Windgeschwindigkeit von $c = 6$ m eine Leistung von 4 Pferdekräften geben soll, welche Flügelflächen muß dasselbe erhalten?

Nach der letzten Formel

$$L = 0{,}0256\,zFc^3$$

erhält man bei 4 Flügeln die Fläche F jedes derselben zu

$$F = \frac{4\,.\,75}{0{,}0256\,.\,4\,.\,216} = 13{,}563 \text{ qm.}$$

Macht man die Länge l_1 des Flügels gleich der fünffachen mittlern Breite b, so hat man hiernach $5\,b^2 = 13{,}563$, woraus $b = \sqrt{2{,}7126} = 1{,}647$ m und $l_1 = 5\,.\,1{,}647 = 8{,}235$ m folgt.

Smeaton's Regeln. Smeaton hat sehr ausführliche Versuche über Windräder im Kleinen angestellt. Sein Versuchsrad hatte Arme von 21 Zoll engl. (0,543 m) Länge mit Flügeln von 18 Zoll (0,457 m) Länge und 5,6 Zoll (0,143 m) Breite. Er ließ dieses Rad nicht durch den Wind in Umdrehung setzen, sondern er bewegte dasselbe in der ruhigen Luft im Kreise herum, weshalb er denn nicht den Windstoß, sondern den Widerstand der Luft gegen das Rad beobachtet hat, wodurch allerdings die Resultate seiner Beobachtungen bedeutend an Werth verlieren Die Bewegung des Rades gegen den Wind erfolgte durch eine stehende Welle mit einem $5\frac{1}{2}$ Fuß (1,67 m) langen Querarme, an dessen Ende die Lager des Rades befestigt waren; diese Welle aber erhielt ihre Bewegung durch den Beobachter selbst, und zwar mit Hülfe einer Schnur, welche, wie bei einem Kreisel, vor jedem Versuche auf den stärkern Theil dieser Welle aufgewickelt wurde. Um den Windstoß oder vielmehr den Widerstand der Luft zu messen, wurde unmittelbar über der stehenden Welle eine Wagschale mit Gewichten an einer sehr feinen Schnur aufgehangen, und das andere Ende dieser Schnur um die Flügelwelle gelegt, so daß sich bei Umdrehung dieser Welle die Schnur auf sie aufwickelte und das Gewicht am ersten Ende dieser Schnur emporhob. Was nun die Ergebnisse dieser Versuche anlangt, so stimmen sie in qualitativer Hinsicht sehr gut mit der Theorie überein, namentlich weisen sie sehr bestimmt nach, daß die windschiefen Flügel mehr Wirkung haben als die ebenen, und daß die durch die Theorie gefundenen Stoßwinkel wirklich die vortheilhaftesten sind. Während wir im obigen Beispiel zu §. 192 von innen nach außen gegangen und, gleichen Abständen entsprechend, die sieben Stoßwinkel §. 195.

$$63^0\,12';\ 69^0\,34';\ 73^0\,59';\ 77^0\,1';\ 79^0\,10';\ 80^0\,45' \text{ und } 81^0\,57'$$

gefunden haben, ergaben sich bei den Versuchen von Smeaton folgende sechs Stoßwinkel als sehr vortheilhaft:

$$72^0;\ 71^0;\ 72^0;\ 74^0;\ 77\tfrac{1}{2}^0;\ 83^0;$$

im Mittel also wenig verschieden von den ersteren. Uebrigens bemerkt Smeaton selbst, daß eine Abweichung von 2^0 im Stoßwinkel keinen bedeutenden Einfluß auf die Leistung des Rades habe.

Zuletzt zieht Smeaton aus seinen bei 1,32 bis 2,51 m Wind- oder vielmehr Radaxengeschwindigkeit angestellten Versuchen folgende, mit der Theorie in sehr guter Uebereinstimmung stehende Folgerungen.

Bei einem zweckmäßig besegelten Flügelrade steht die größte Umfangsgeschwindigkeit mit der vortheilhaftesten Umfangsgeschwindigkeit im Verhältnisse wie 3:2, und dagegen die größte Last zur vortheilhaftesten Last im Verhältnisse wie 6:5. Uebrigens aber ist die größte Umfangsgeschwindigkeit, d. i. die beim leeren Gange, circa 4mal, und daher die beim vortheilhaftesten Gange, $\frac{2}{3} \cdot 4 = \frac{8}{3}$mal so groß wie die Windgeschwindigkeit. Ferner

wächst beim vortheilhaftesten, d. h. die größte Nutzleistung gebenden Gange die Belastung beinahe wie das Quadrat, und die Leistung beinahe wie der Cubus der Windgeschwindigkeit. Wenigstens gab die doppelte Windgeschwindigkeit die 3,75 fache Belastung und die 7,02 fache Nutzleistung. Manche andere Regeln, welche Smeaton noch aus seinen Versuchen zieht, sind mit der Theorie im Einklange und lassen sich ebenso gut aus dieser ableiten, weswegen es nicht nöthig ist, hier weiter darauf einzugehen.

Nach diesen Versuchen ist übrigens die Wirkung des Windes bei den Flügelrädern noch größer als sie die Theorie giebt und als die Coulomb'schen Versuche geben.

Schlußanmerkung. Die vollständigste Theorie der Windräder findet man in des Verfassers Handbuch der Bergmaschinenmechanik und in Coriolis' Traité du calcul de l'effet des machines. In den meisten Lehrbüchern über Mechanik werden die Windräder ganz kurz abgehandelt oder wohl gar unbeachtet gelassen. Die Versuche Smeaton's sind in den Philosophical Transactions, Jahrgänge 1759 bis 1776, beschrieben, gesammelt und ins Französische übersetzt aber von Girard, und zwar unter dem Titel „Recherches expérimentales sur l'eau et le vent. Paris 1827". Auszüge davon findet man fast in allen englischen Werken, namentlich auch in Barlow's Treatise on the Manufactures and Machinery of Great-Britain. Coulomb's Versuche sind in dem bekannten Werke: Théorie des machines simples, par Coulomb, beschrieben. Eine Bockwindmühle, genau gezeichnet und ausführlich beschrieben, findet man in Hoffmann's Sammlung der gebräuchlichsten Maschinen, Heft I, Berlin 1833. Siehe auch Schwahn's Lehrbuch der prakt. Mühlenbaukunde und auch Band 8 der Publication industrielle etc. par Armengaud, Paris 1853.

Eine ziemlich vollständige Abhandlung über Windmühlen von A. Burg enthält Bd. 8 (1826) der Jahrbücher des polytechn. Instituts in Wien. Ebenso Rühlmann's Allgemeine Maschinenlehre Bd. I.

Ueber den Windstoß handelt schon Mariotte in seinen Grundlehren der Hydrostatik und Hydraulik; nach ihm ist der Windstoß

$$P = 1{,}73\,\frac{c^2}{2g}\,F\gamma.$$

Nächstdem auch Borda in den Mémoires de l'Académie de Paris, 1763; ferner Rouse (s. das oben citirte Werk von Smeaton), dann noch Hutton und Woltmann. Die letzteren Autoren finden P viel kleiner, als Mariotte u. s. w., weil sie nicht den Windstoß, sondern den Widerstand der Luft gemessen haben. Sicherlich ist daher auch der von Woltmann gefundene Coefficient $\zeta = {}^4/_3$, also die Kraft

$$P = {}^4/_3\,\frac{c^2}{2g}\,F\gamma$$

zu klein, weil er die Constante seines Flügels nicht direct bestimmt hat (s. dessen Theorie und Gebrauch des hydrometrischen Flügels. Hamburg 1790).

Hutton findet aus seinen Versuchen, daß man mit mehr Genauigkeit den Stoß und Widerstand der Luft $F^{0,1}$ proportional wachsend annehmen müsse (s. dessen Philosophical and mathematical Dictionary, T. II). Nehmen wir

nun an, daß der Coefficient $\zeta = 1,86$ für eine kleine Fläche von 1 Quadratfuß Inhalt richtig sei, so müssen wir hiernach für einen Windflügel von 200 Quadratfuß Flächeninhalt $\zeta = 200^{0,1} . 1,86 = 1,7 . 1,86 = 3,162$ setzen, was mit der theoretischen Bestimmung und mit dem obigen Vortrage, wo

$$\zeta = 3 \quad \text{und} \quad P = 3 \frac{c^2}{2g} F \gamma$$

angenommen wurde, gut übereinstimmt.

Eine sehr gute Zusammenstellung und Vergleichung der Versuche über den Stoß und Widerstand der Luft theilt Poncelet in seiner Introduction à la mécanique industrielle mit. Eigenthümliche Ansichten über den Windstoß verfolgt Euler in einer Abhandlung der Berliner Memoiren, 1756; ebenso Crelle in der Abhandlung „Theorie des Windstoßes", Berlin 1802.

Untersuchungen über die empirische Formel

$$L = 0,025\, z F c^3$$

von Coulomb u. s. w. enthält die kleine Schrift: Notice sur les moulins à vent à ailes réductibles, par M. Ord. de Lacolange, Besançon 1856.

Vierter Abschnitt.

Die Dampfmaschinen.

Erstes Capitel.

Von der Wärme.

§. 196. **Wärme überhaupt.** Nach der in früherer Zeit angenommenen sogenannten Emanationstheorie suchte man die Erscheinungen der Wärme durch das Vorhandensein einer äußerst feinen unwägbaren Materie, des Wärmestoffes, zu erklären, welcher alle Körper durchdringt und welcher durch die mehr oder minder große Menge, in welcher er in einem Körper vorhanden ist, die mehr oder minder hohe Temperatur desselben bestimmt. Von dieser Annahme eines solchen imponderabeln Stoffes ist man in der neuern Zeit aus gewichtigen Gründen zurückgekommen, und man nimmt heute fast allgemein an, daß die Wärmeerscheinungen ihren Grund nicht in einer besondern Materie, sondern in gewissen Bewegungen der kleinsten Theile der Körper haben, ein ähnliches Verhalten also stattfindet, wie dies für das Licht als unzweifelhaft angesehen werden muß. Zu dieser Ansicht veranlaßte hauptsächlich die in unzähligen Fällen, z. B. bei allen Stoßwirkungen, zu beobachtende Thatsache, daß durch die mechanische Arbeit, welche bewegte Körper vermöge ihrer lebendigen Kraft zu verrichten vermögen, Wärme erzeugt werden kann, sowie, daß andererseits die Wärme dazu dienen kann, Bewegung zu erzeugen, wie dies in allen Dampfmaschinen fortwährend geschieht. Diese gegenseitige Umsetzbarkeit von mechanischer Arbeit in Wärme und umgekehrt berechtigt zu der Annahme, daß diese beiden Dinge etwas Gleichartiges sein müssen. Dagegen führt die Annahme eines Wärmestoffes zu dem Schlusse, daß man durch mechanische Arbeit Materie erzeugen könne, sowie daß dieselbe durch Ausübung von Arbeit zerstört würde, was dem Grundsatze von der Erhaltung der Materie widerspräche, dem zufolge die in einem Systeme vorhandene Menge der Materie unzerstörbar ist

und unveränderlich dieselbe bleibt, welche Aenderungen man auch mit dem Systeme vornehmen möge. Aber nicht bloß die Möglichkeit der Verwandlung von mechanischer Arbeit in Wärme und umgekehrt ist durch die Erfahrung festgestellt; aus vielfachen sehr verschiedenen Versuchen hat sich auch ergeben, daß durch ein bestimmtes Arbeitsquantum immer eine ganz bestimmte, stets gleiche Wärmemenge erzeugt wird, und daß eine gewisse Wärmemenge auch stets einen bestimmten, immer gleichen Betrag mechanischer Arbeit hervorzubringen vermag, so daß hiernach von einer Aequivalenz zwischen Wärme und mechanischer Arbeit gesprochen werden kann. Da endlich die in dieser Beziehung durch Versuche ermittelten Zahlenwerthe mit denjenigen fast genau übereinstimmen, zu welchen die Theorie unter der Annahme gelangt, daß die Wärme eine Art der Bewegung sei, so scheint diese letztere, in der neueren Zeit fast allgemein angenommene Ansicht eine unantastbare zu sein.

In welcher Art man sich die der Wärme entsprechende Bewegung zu denken hat, darüber ist mit Bestimmtheit bis jetzt nichts zu sagen, und die Ansichten darüber schwanken. Meistentheils nimmt man nach dem Vorgange von Ampère u. A. an, die Körper beständen aus sehr kleinen, untheilbaren, durch verhältnißmäßig große Zwischenräume getrennten Theilchen, den Körperatomen, welche anziehend auf einander wirken und welche sich unter einander zu einzelnen Atomgruppen, den Molecülen verbinden können. Den Zwischenraum zwischen den Körperatomen denkt man sich mit einem äußerst feinen Stoffe, dem sogenannten Aether, erfüllt, dessen Atome auf einander abstoßend wirken, dagegen von den Körperatomen angezogen werden. Als die der Wärme entsprechende Bewegung denkt man sich eine schwingende, nur gehen die Ansichten darin aus einander, ob diese schwingende Bewegung den Körperatomen oder den Aethertheilchen zuzumessen sei. Auch über die Art der Bewegung bei festen, flüssigen und gasförmigen Körpern sind verschiedene Annahmen gemacht worden, so schwingen nach Clausius die Molecüle der festen Körper um gewisse Gleichgewichtslagen, während bei flüssigen Körpern eine schwingende, wälzende und fortschreitende Bewegung stattfindet, und bei den gasförmigen Körpern den Molecülen, welche dabei ganz aus dem Bereiche der gegenseitigen Anziehung gekommen sind, eine geradlinig fortschreitende Bewegung zuzuschreiben ist.

Es ist jedoch für die folgenden Untersuchungen nicht nöthig, über die Art der Wärmebewegung eine bestimmte Annahme zu machen, vielmehr genügt es, die Wärme überhaupt als eine Bewegung sich vorzustellen, deren Geschwindigkeit als ein Maß für die Temperatur, d. h. für die Intensität der Wärme des betrachteten Körpers anzusehen ist. Wenn dieser Körper unter dem Einflusse von Wärmestrahlen oder in leitender Berührung mit einem andern wärmern Körper seine Temperatur erhöht, so hat man sich zu denken, daß durch diese Einflüsse die Schwingungs-

geschwindigkeit der Körpertheile vergrößert wird, während ebenso eine Abgabe von Wärme durch Strahlung oder Leitung auf eine Verringerung der Schwingungsgeschwindigkeit, also auf eine Abnahme der vermöge der Wärmebewegung in dem Körper vorhandenen lebendigen Kraft zurückzuführen ist. Hiernach ist in jedem Körper eine bestimmte seiner Temperatur entsprechende mechanische Arbeit in Form der lebendigen Kraft seiner Schwingung angehäuft, und ein Körper würde absolut kalt, d. h. seine Temperatur Null zu nennen sein, wenn eine solche lebendige Kraft in ihm nicht vorhanden wäre. Solche Körper sind uns nicht bekannt, und daher sind wir auch nicht im Stande, die ganze in einem Körper angehäufte Arbeit zu bestimmen. Dies ist aber auch nicht nöthig, da es bei den für die Anwendung wichtigen Untersuchungen nur darauf ankommt, die Aenderungen kennen zu lernen, welchen der in einem Körper enthaltene Betrag der Wärme oder Arbeit unter gewissen Umständen ausgesetzt ist, wobei man von irgend einem willkürlich anzunehmenden Zustande des Körpers ausgeht.

§. 197. **Energie.** Man versteht unter der Energie eines Körpers seine Fähigkeit, mechanische Arbeit verrichten zu können, und betrachtet die Größe dieser möglichen Arbeitsleistung in Meterkilogrammen als das Maß für die Größe der Energie. Die Zustände, in welchen sich Körper befinden müssen, um Arbeit verrichten zu können, sind nun verschieden. Es ist zunächst nach dem Früheren klar, daß jedem Körper von der Masse m, welcher eine fortschreitende Bewegung mit der Geschwindigkeit v besitzt, eine lebendige Kraft, d. h. ein Arbeitsvermögen von der Größe $\frac{m v^2}{2}$ innewohnt, so daß also nach der obigen Definition die lebendige Kraft der Körper als eine besondere Form der Energie aufzufassen ist. Man bezeichnet diese Wirkungsfähigkeit in der Physik und Wärmelehre in der Regel als die actuelle oder kinetische Energie, welcher letztere Ausdruck auch im Folgenden gebraucht werden soll. Es ist selbstverständlich, daß ein Körper solche kinetische Energie auch besitzt vermöge einer andern als fortschreitenden, z. B. vermöge einer drehenden oder schwingenden Bewegung, und daß beim gleichzeitigen Vorhandensein mehrerer Bewegungen die in dem Körper aufgehäufte Energie gleich der Summe der diesen Einzelbewegungen zugehörigen Arbeitsfähigkeiten ist.

Außerdem kann aber ein Körper oder ein System von Körpern auch eine Arbeitsfähigkeit vermöge seiner räumlichen Lage gegen andere Körper besitzen, z. B. kann ein schwerer Gegenstand, etwa ein Stein vom Gewichte G, welcher sich in einer Höhe h über der Erdoberfläche befindet, beim Fallen vermöge seiner Schwere eine mechanische Arbeit gleich Gh verrichten. Diese Arbeit wird durch die zwischen dem Steine und der Erde wirksame Anziehungskraft

G verrichtet und es findet ein ähnliches Verhalten in Bezug auf eine in Spannung versetzte Uhrfeder statt, bei welcher durch die zwischen den einzelnen Theilchen vorhandenen Spannkräfte eine Arbeitsleistung hervorgebracht werden kann. Es ist klar, daß, zuvörderst abgesehen von allen Nebenhindernissen, die von der Feder beim Zusammenziehen verrichtete Arbeit genau so groß ist, wie die zu ihrer Anspannung vorher aufgewendete, wie auch der Arbeitsbetrag des betrachteten Steines beim Fallen von der Höhe h gleich derjenigen mechanischen Arbeit ist, welche das Emporheben desselben auf dieselbe Höhe zuvor erforderte. In gleicher Art wie die Feder vermag auch eine bestimmte Menge comprimirter Luft bei ihrer Ausdehnung eine Wirkung zu äußern, welche der zur Compression erforderlich gewesenen Arbeit gleich ist. In allen diesen Fällen wohnt also dem betreffenden Systeme vermöge seiner Lage oder vermöge der Lage seiner Theile zu einander die Fähigkeit inne, eine gewisse Arbeit zu leisten, und man nennt diese Wirkungsfähigkeit die Energie der Lage oder die potentielle Energie des Körpers im Gegensatze zu der kinetischen.

Es ist auch deutlich, daß die eine Art der Energie jeder Zeit in die andere verwandelt werden kann, denn so wie der von der Höhe h heruntergefallene Stein eine Geschwindigkeit $v = \sqrt{2gh}$ angenommen, also seine potentielle Energie in kinetische umgesetzt hat, ebenso vermag der mit der Geschwindigkeit v vertical aufwärts geworfene Stein sich selbst auf die Höhe $h = \frac{v^2}{2g}$ zu erheben. Eine derartig abwechselnde Umsetzung der einen Energie in die andere findet beispielsweise fortwährend bei einem schwingenden Pendel statt. Dasselbe hat in seiner tiefsten Lage vermöge der beim Fallen erlangten Geschwindigkeit nur kinetische Energie, welche nunmehr so lange zum Erheben des Pendels verwendet, also in potentielle Energie verwandelt wird, bis im höchsten Punkte die Geschwindigkeit aufgezehrt ist, wonach das Pendel beim darauf folgenden Fallen bis zum tiefsten Punkte seine potentielle Energie wieder in kinetische umsetzt. In jeder Lage des Pendels zwischen der tiefsten und der höchsten setzt sich seine ganze Energie aus zwei Theilen, einem kinetischen und einem potentiellen zusammen, und es ist leicht zu zeigen, daß die Summe dieser beiden Energien stets dieselbe Größe behält, vorausgesetzt, daß von Nebenhindernissen abgesehen wird. Ist nämlich auch hier das Gewicht des einfachen Pendels G und die Fallhöhe h, so besitzt das Pendel, nachdem es um die beliebige Höhe x gefallen ist, noch eine potentielle Energie $E_p = G(h - x)$, und vermöge der durch den Fall erlangten Geschwindigkeit $v = \sqrt{2gx}$ wohnt ihm eine kinetische Energie

$$E_k = G\frac{v^2}{2g} = Gx$$

inne, so daß für jede beliebige Größe von x die Summe $E_p + E_k = Gh$ constant bleibt.

Hier mag auch, als ein Beispiel, die Wirkung des Wassers in den Turbinen angeführt werden. Während bei einer reinen Druckturbine das Wasser mit einer Geschwindigkeit in das Rad tritt, welche durch das ganze vorhandene Gefälle erzeugt wird, also lediglich vermöge seiner kinetischen Energie zur Wirkung kommt, setzt sich in den Reactionsturbinen die Energie des Wassers aus einem kinetischen und einem potentiellen Theile zusammen, welcher letztere dem Reactionsgefälle entspricht.

Nach der im vorhergehenden Paragraphen angeführten Auffassung der Wärme als eine Bewegung wird daher auch jeder Körper, wenn er selbst auch nicht in sichtbarer Bewegung sich befindet, vermöge seines Wärmeinhalts eine gewisse Energie besitzen, welche man seine innere Energie oder mit Zeuner seine innere Arbeit zu nennen pflegt. Auch in Bezug auf diese innere Arbeit kann man den Unterschied zwischen kinetischer und potentieller Energie festhalten, wie folgende Betrachtung ergiebt. Denkt man sich einen Körper von bestimmter Temperatur, d. h. bestimmter Schwingungsgeschwindigkeit, und führt demselben Wärme zu, so bemerkt man im Allgemeinen zweierlei, nämlich eine Erhöhung der Temperatur und eine Volumenvergrößerung oder Ausdehnung. Während die Erhöhung der Temperatur als eine Vergrößerung der Schwingungsgeschwindigkeit, daher als eine Vermehrung der kinetischen Energie sich darstellt, ist bei der Volumenvergrößerung der gegenseitige Abstand der kleinsten Körpertheilchen von einander vergrößert worden. Da diese Theilchen mit gewissen anziehenden Kräften auf einander wirken, so ist zu dieser Entfernung eine gewisse mechanische Arbeit aufgewendet worden, in ähnlicher Art etwa, wie zum Anspannen einer Feder. Diese mechanische Arbeit wird daher nachher ebenso wie in der Feder in Form von potentieller Energie vorhanden sein, d. h. dieselbe kann auch wie diejenige der Feder wieder gewonnen werden, sobald man die Verhältnisse so gestaltet, daß die einzelnen Körpertheilchen wieder in ihre ursprüngliche Lage zurückkehren können, d. h. sobald man durch Wärmeentziehung den ursprünglichen Zustand wieder herstellt. Besonders auffällig tritt die Verwendung der zugeführten Wärme zur Erzeugung von potentieller Energie auf bei der Verdampfung von Wasser oder anderen Flüssigkeiten. Wie in dem Folgenden noch näher angeführt wird, findet in einer siedenden Flüssigkeit trotz der lebhaftesten Wärmezufuhr eine Temperaturerhöhung so lange nicht statt, als noch ein Tropfen im flüssigen Zustande vorhanden ist, so daß also während des Siedens alle der Flüssigkeit zugeführte Wärme dazu verwendet wird, die Wassertheilchen von einander zu trennen und in Dampf zu verwandeln. Zu diesem Zwecke ist eine beträchtliche Arbeit erforderlich, welche sich aus zwei Theilen zusammensetzt. Der eine Theil wird dazu ver-

braucht, die anziehenden Kräfte zu überwinden, welche zwischen den einzelnen Wassertheilchen wirksam sind, und diese Arbeit ist offenbar in Form von potentieller Energie in dem gebildeten Dampfe enthalten, welche auch wieder und zwar in Form von Wärme gewonnen wird, sobald der Dampf sich wieder zu Flüssigkeit verdichtet. Ein zweiter Theil der mechanischen Arbeit, welche die zugeführte Wärme zu verrichten hat, wird zur Ueberwindung des äußern Druckes (etwa dem der Atmosphäre beim Kochen in offenen Gefäßen) verbraucht, welcher auf den verdampfenden Wassertheilchen lastet, und gegen welchen sich dieselben bei der Verdampfung Raum schaffen müssen. Dieser zweite Arbeitsbetrag, welchen man wohl die äußere Arbeit nennt, ist natürlich nicht mehr als Energie in dem gebildeten Dampfe vorhanden.

Nach dem Vorstehenden wird die einem beliebigen Körper zugeführte Wärme drei Wirkungen hervorbringen.

1. Die Temperatur oder die Schwingungsarbeit wird erhöht, etwa um $\varDelta W$, wenn mit W die ganze der Temperatur entsprechende kinetische Energie des Körpers vorgestellt wird.

2. In dem Körper wird eine potentielle Energie dadurch angesammelt, daß die zwischen den Atomen wirkenden Anziehungskräfte auf einem gewissen, der Ausdehnung entsprechenden Wege überwunden werden. Dieser Zuwachs an Energie sei mit $\varDelta J$ bezeichnet, wenn J die ganze in dem Körper vermöge der Lage der Atome zu einander vorhandene potentielle Energie bedeutet.

3. Es wird eine gewisse mechanische Arbeit $\varDelta L$ bei Ueberwindung des äußern, auf den Körper wirkenden Druckes geleistet, indem dieser Druck auf einem der Volumenausdehnung entsprechenden Wege überwunden werden muß.

Die Summe der beiden in einem beliebigen Körper von bestimmter Temperatur enthaltenen Arbeiten W und J ist die innere Arbeit des Körpers, während die Summe der beiden Arbeiten $\varDelta J + \varDelta L$, welche zur Aenderung in der Anordnung der kleinsten Theile des Körpers nach dem Vorstehenden aufgewendet werden muß, von Clausius mit dem Namen der Disgregationsarbeit bezeichnet wird. Es mag hier noch bemerkt werden, daß bei der Zu- oder Abführung von Wärme in einem Körper je nach den Umständen entweder nur die Schwingungsarbeit W, oder nur die Disgregationsarbeit oder beide zugleich einer Aenderung unterworfen sein können, wie dies aus dem Folgenden noch deutlicher hervorgehen wird.

Die verschiedenen hier angeführten Formen der Energie lassen sich sämmtlich in einander und in mechanische Arbeit umsetzen, und dasselbe gilt auch von den chemischen, elektrischen und magnetischen Erscheinungen, welche indeß hier als dem Zwecke des vorliegenden Buches fern liegend, nicht weiter in Betracht kommen. Vielfache Versuche haben ferner, wenigstens soweit die Wärme in Betracht kommt, ein ganz bestimmtes Verhältniß zwischen der erzeugten Wärme und der aufgewandten mechanischen Arbeit festgestellt, der-

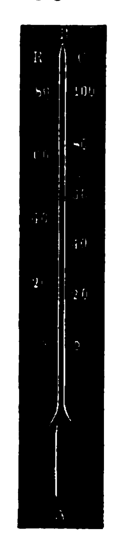
art, daß ein bestimmter Betrag der einen Energie beim Verschwinden jedesmal einen ganz bestimmten Betrag der andern hervorruft, und wenn es bisher auch nicht gelungen ist, einen ebensolchen quantitativen Zusammenhang für die chemischen, elektrischen und magnetischen Wirkungen nachzuweisen, so ist es doch sehr wahrscheinlich, daß auch für diese die gedachte Gesetzmäßigkeit gilt. Denkt man sich daher irgend ein System von Körpern, welche unter sich in gegenseitiger Wechselwirkung sind, von außen dagegen weder Energie empfangen, noch solche nach außen abgeben, so muß man annehmen, daß bei der gedachten wechselseitigen Einwirkung der Systemtheile auf einander zwar die Energie derselben in mancherlei verschiedenen Formen auftreten kann, daß aber die Summe aller Energien des Systems, wenn man dieselben durch ein gemeinschaftliches Maß, etwa als mechanische Arbeit ausdrückt, immer denselben Werth behalten muß. Ebenso wie man in der Chemie annehmen muß, daß bei der Einwirkung verschiedener Substanzen auf einander zwar die Form der Materie veränderlich ist, die Menge derselben aber constant bleibt, ebenso hat man sich zu denken, daß durch die mechanische Einwirkung der Körper eines Systems Energie weder vernichtet noch neu erzeugt werden kann. Eine Vergrößerung oder Verminderung derselben kann nur durch äußere Einwirkungen hervorgerufen werden. Da das ganze Weltall als ein System aufzufassen ist, welches von außen weder etwas empfangen, noch dahin etwas abgeben kann, so drückt man das hier in Rede stehende Princip auch wohl so aus: „Die Energie des Weltalls ist constant“. Wenn bei allen uns bekannten Wechselwirkungen von Körpern auf einander, also vorzugsweise bei allen Maschinen, durch Reibung, Stoßwirkungen ꝛc. immer gewisse mechanische Arbeiten für den beabsichtigten Zweck der Maschinen verloren gehen, so sind damit doch keine wirklichen Verluste an Energie in dem vorstehenden Sinne verbunden, insofern die gedachten mechanischen Arbeiten nicht spurlos verschwinden, sondern immer in die ihnen äquivalenten Beträge von Wärme umgewandelt werden. Der obige, zuerst von Helmholtz ausgesprochene Grundsatz von der Erhaltung der Energie bildet die Grundlage der neuern Wärmetheorie. Ehe auf diese näher eingegangen werden soll, mögen indessen noch die hauptsächlichsten Wärmeerscheinungen einer Besprechung unterliegen.

§. 198. **Quecksilberthermometer.** Instrumente, welche die Intensität oder den Wärmegrad der Körper anzeigen, heißen Thermometer, und den Grad der Wärmeintensität oder Schwingungsgeschwindigkeit bezeichnet man mit dem Namen der Temperatur. Die Feststellung einer Stufenleiter oder Scala für die verschiedenen Grade der Wärme ist bei den gebräuchlichen Thermometern eine willkürliche, und erst die neuere Wärmetheorie hat die

Möglichkeit geboten, eine Temperaturscala von der Art anzugeben, daß nach derselben die einzelnen Grade der Temperatur eines Körpers proportional mit der Energie sind, welche dem Körper vermöge der in ihm enthaltenen Schwingungsgeschwindigkeit innewohnt.

Bei den gewöhnlichen Thermometern pflegt man bei der Feststellung des Maßstabes für die Temperatur die Ausdehnung von Körpern, insbesondere von Flüssigkeiten zu benutzen, wie sie erfahrungsmäßig durch die Wärme hervorgebracht wird, indem man die ziemlich willkürliche Annahme macht, daß diese Ausdehnung mit der Temperatur der Körper proportional vor sich gehe. Nun giebt es in der Natur gewisse Zustände von Körpern, welche sich durch constante Temperaturen auszeichnen, so namentlich die Zustände des Schmelzens fester und des Verdampfens flüssiger Körper. Solche Zustände benutzt man bei der Herstellung von Thermometern zur Feststellung gewisser Fixpunkte der Thermometerscalen und theilt das Intervall zwischen den Temperaturen zweier solcher Zustände nach der angeführten Annahme der proportionalen Ausdehnung in eine bestimmte Anzahl gleicher Theile oder Grade. Insbesondere pflegt man die erfahrungsmäßig constante Temperatur, welche schmelzendes Eis annimmt, so lange dasselbe noch nicht vollständig in Wasser verwandelt ist, als den Nullpunkt der Thermometerscalen anzunehmen, während ein zweiter Fixpunkt derjenigen, ebenfalls constanten, Temperatur entspricht, welche das Wasser während seiner Verdampfung unter einem bestimmten Atmosphärendrucke so lange behält, bis der letzte Tropfen Wasser verdampft ist.

Fig. 425.



Das wichtigste und gewöhnlich gebrauchte Thermometer ist das Quecksilberthermometer. Dasselbe besteht in einer engen, sich in einer größern Hohlkugel oder einem weitern Gefäße A endigenden, zum Theil mit Quecksilber angefüllten Glasröhre AB, Fig. 425, und ist verbunden mit einer längs der Röhrenaxe hinlaufenden Scala. Bringt man das Gefäß dieses Instrumentes mit dem Körper, dessen Temperatur man ermitteln will, in Berührung, so nimmt das Quecksilber in demselben nach einiger Zeit die Temperatur dieses Körpers an und es wird die dadurch hervorgebrachte Volumenveränderung des Quecksilbers durch den Stand desselben in der Röhre angezeigt. Damit nun aber alle Thermometer unter sich übereinstimmen, d. i. bei einem und demselben Wärmezustande auch einerlei Temperatur anzeigen, ist es nöthig, ihren Scalen eine solche Ausdehnung und Eintheilung zu geben, daß je zwei gleichbenannte Punkte derselben zwei bestimmten Temperaturen entsprechen. Gewöhnlich bedient man sich, wie erwähnt, bei Graduirung der Scala der Temperaturen des ge-

frierenden und des siedenden Wassers, und bezeichnet die entsprechenden festen Punkte, bis zu welchen die Quecksilbersäule in der Glasröhre bei dem einen oder andern Wärmezustande reicht, durch Frostpunkt und Siedepunkt. Bei Ausmittelung dieser Punkte bringt man das Thermometer erst in schmelzendes Eis und dann in sich ununterbrochen aus kochendem Wasser bildenden und nach oben abströmenden Wasserdampf. Der Siedepunkt hängt übrigens auch noch von der Stärke des Luftdruckes oder vom Barometerstande ab, weshalb denn auch bei seiner Bestimmung noch auf diesen mit Rücksicht zu nehmen ist. Man ist übereingekommen, den Siedepunkt bei dem Barometerstande von 28 Pariser Zoll = 336 Linien, oder bei dem von 0,76 Meter = 336,9 Linien zu bestimmen, bezw. nach einer weiter unten zu gebenden Regel auf diesen Barometerstand zu reduciren.

Den Abstand (Fundamentalabstand) zwischen dem Frost- und Siedepunkte theilt man in eine gewisse Anzahl gleicher Theile, und durch Antragen dieser Theile unterhalb des Frost- und oberhalb des Siedepunktes verlängert man noch die Scala so viel wie möglich.

Die Centesimaleintheilung, bei welcher der Fundamentalabstand in hundert Theile oder Grade getheilt wird, ist jedenfalls die einfachste und soll im Folgenden immer zu Grunde gelegt werden, doch bedient man sich sehr oft noch der Réaumur'schen Eintheilung in 80 Grade, und in England der Fahrenheit'schen Eintheilung in 180 Grade oder vielmehr in 212 Grade, bei welcher letzteren übrigens der Nullpunkt noch um 32 unterhalb des Gefrierpunktes angesetzt wird, so daß dem Siedepunkte bei diesem Thermometer eine Temperatur von $180 + 32 = 212^0$ entspricht.

Specielle Anleitung zur Anfertigung von Thermometern geben die größeren Werke über Physik, z. B. Müller's Lehrbuch der Physik und Meteorologie, Band II, sowie Wüllner's Lehrbuch der Experimentalphysik.

Tabellen zur Verwandlung der Centesimal-, Réaumur'schen und Fahrenheit'schen Grade unter einander enthält der „Ingenieur". Hier folgen nur die dazu nöthigen Formeln. t_1 Centesimalgrade entsprechen $^4/_5\, t_1$ Réaumur'schen oder $^9/_5\, t_1 + 32^0$ Fahrenheit'schen Graden. Dagegen t_2 Réaumur'sche Grade geben $^5/_4\, t_2$ Centesimal- oder $^9/_4\, t_2 + 32^0$ Fahrenheit'sche Grade. Endlich sind t_3 Fahrenheit'sche Grade gleich $^5/_9\, (t_3 - 32^0)$ Centesimal- gleich $^4/_9\, (t_3 - 32^0)$ Réaumur'schen Graden.

Zur Unterscheidung der oberhalb des Gefrierpunktes gelegenen Scalentheilen von den unterhalb desselben angebrachten bezeichnet man die ersteren als positive, die letzteren als negative Grade. Es ist selbstverständlich, daß von einer negativen Wärme nicht die Rede sein kann, und daß der Nullpunkt der Scala keineswegs den Zustand der Körper bezeichnet, in welchem in denselben gar keine Wärme vorhanden ist. Ein solcher Zustand, welcher dem absoluten Nullpunkte der Temperatur entspricht, ist uns bei keinem Körper bekannt und wird sich auch wohl in Wirklichkeit niemals darstellen lassen. Daß der im gewöhnlichen Leben gebräuchliche Ausdruck Kälte nicht einen Gegensatz zu Wärme, sondern nur einen geringeren Grad derselben bezeichnet, bedarf hiernach kaum der Erwähnung.

Pyrometer. Das Quecksilber gefriert oder geht in den festen Zustand über, wenn es einer Temperatur von — 40° ausgesetzt ist, und siedet, d. i. nimmt die Dampfform oder einen elastischflüssigen Zustand an, wenn seine Temperatur bis + 400° gestiegen ist. Aus diesem Grunde, und da überdies die Wärmeausdehnungen nahe bei den Wechseln der Aggregatzustände sehr unregelmäßig sind, kann man denn auch durch Quecksilberthermometer nur Temperaturen von — 36° bis 360° mit hinreichender Sicherheit beobachten. Um aber Temperaturen über diese Grenzen hinaus angeben zu können, wendet man in dem einen Falle Weingeistthermometer, in dem andern sogenannte Pyrometer an. Letzterer bedient man sich zumal zur Ausmittelung der Temperatur in Feuerherden, Schmelzöfen u. s. w. Von ihnen ist noch in Folgendem die Rede. §. 199.

Das einfachste Mittel, hohe Temperaturen zu messen, besteht in der Vergleichung der Längen, welche ein und derselbe Metallstab bei verschiedenen Temperaturen annimmt. Da die Wärmeausdehnungen fester Körper nicht sehr groß sind, so wendet man hierbei besondere Mittel, namentlich ungleicharmige Hebel an, welche die Ausdehnung vergrößert angeben, um den erwünschten Grad von Genauigkeit zu erhalten. Uebrigens bietet die Construction eines brauchbaren Metallpyrometers noch besondere Schwierigkeiten dar, weil es in den meisten Fällen nicht möglich ist, durch diese Instrumente die Wirkungen der Wärme unmittelbar, nämlich im Feuerraume selbst, zu beobachten, und weil sich diese Wirkungen auf alle Theile des Instrumentes, also nicht allein auf den Metallstab, sondern auch auf dessen Lager und auf den Maßstab erstrecken. Alle bis jetzt in Vorschlag und zur Anwendung gekommenen Metallpyrometer sind daher auch mit größeren oder kleineren Unvollkommenheiten behaftet. Eins der vorzüglichsten, wiewohl auch eins der kostbarsten Instrumente dieser Art ist das Pyrometer von Daniell (s. Gehler's physik. Wörterbuch, Artikel „Pyrometer"). Die Idee, welche einem solchen Instrumente zu Grunde liegt, ist folgende. AB, Fig. 426, ist eine hohle Graphitröhre, CD ein darin eingesetzter Platin- oder anderer Metallstab, und E ein diesen bedeckender kurzer Porzellancylinder, welcher ziemlich scharf an die Röhrenwand anschließt. Wenn man nun diesen Apparat in den Feuerraum bringt, so wird das Porzellanstück E in Folge der Ausdehnung der Platinstange ein Stück auswärts geschoben, und wenn man später den Apparat wieder aus dem Feuer genommen und ihn hat abkühlen lassen, so wird die Verschiebung des von der Graphitröhre zurückgehaltenen Porzellancylinders die stattgehabte Ausdehnung der Platinstange und dadurch mittelbar den Hitzegrad anzeigen. Zur genauen Ausmessung

Fig. 426.

B E D C A

dieser Verschiebung dient noch ein Fühlhebelapparat, den man vor und nach dem Einlegen in das Feuer an AD anlegt.

Die Pyrometer von Guyton de Morveau, von Brogniart, Petersen, Neumann u. s. w. haben mehr oder weniger Aehnlichkeit mit dem Daniell'schen Pyrometer. (S. Gehler's physik. Wörterbuch, Band VII.)

Ein bekanntes Hülfsmittel zur Bestimmung hoher Hitzegrade ist auch das Pyrometer von Wedgwood. Man wendet dasselbe wegen seiner Einfachheit noch oft an, wiewohl es ein sehr unvollkommenes Instrument ist. Es werden hierzu kleine Kegel oder Cylinder aus Porzellan- oder Töpferthon verwendet und diese vor dem Gebrauche bis zur angehenden Rothglühhitze getrocknet und dann ausgemessen. Um nun den Hitzegrad in einem Feuerherde zu messen, bringt man einen oder mehrere solcher Thonkörper in denselben und läßt sie darin einige Zeit liegen, damit sie die Temperatur des Raumes, in welchem sie sich befinden, vollkommen annehmen können. Hierbei schwindet ein solcher Körper bedeutend zusammen und bleibt auch dann noch zusammengezogen, wenn er sich wieder abgekühlt hat, und zwar um so mehr, je größer die Hitze ist, welcher er ausgesetzt war. Wenn man den Durchmesser dieses Körpers vor und nach der Erhitzung mißt, so kann man dessen Zusammenziehung berechnen und diese als das Maß der Hitze ansehen. Um aber diese Messung bequem und genau auszuführen, wird ein das eigentliche Pyrometer ausmachender Maßstab angewendet, der im Wesentlichen aus zwei convergent laufenden und auf eine Platte aufgelötheten, mit einer Eintheilung versehenen Metallstäben besteht. Wird nun der Thonkegel zwischen diese Stäbe geschoben, so läßt sich seine Dicke an den Eintheilungen derselben ablesen. Man findet diese Thermometer in der Regel in 240 Theile oder Grade getheilt, setzt Null Grad Wedgwood = $1077\frac{1}{2}^0$ F.; und jeden Grad W. = 130^0 F., also z. B. 20^0 W. = $1077\frac{1}{2}^0 + 20 . 130^0 = 3677\frac{1}{2}^0$ F. Die Mängel dieses Instrumentes rügt besonders Guyton de Morveau; auch ist nach diesem Null des Wedgwood'schen Instrumentes nicht $1077\frac{1}{2}^0$ F., sondern 510^0 F., und jeder Grad desselben nicht 130^0 F., sondern $61{,}2^0$ F.

§. 200. **Metall-Thermometer.** Die gewöhnlichen Metall-Thermometer oder Pyrometer für mittelhohe Temperaturen bestehen in einer Verbindung von zwei Metallstäben von sehr verschiedenen Wärmeausdehnungen, z. B. von einem Messing- und einem Eisenstabe, oder einem Platin- und einem Gold- oder Silberstreifen u. s. w. Liegen nun diese Stäbchen auf einander und sind sie an einem Ende fest mit einander verbunden, so kann man an den anderen Enden die Differenz der Ausdehnungen beider beobachten und hieraus wieder die entsprechende Temperatur berechnen. Zu diesem Zwecke erhält aber das Ende der einen Stange eine einfache Eintheilung und das andere einen dieser entsprechenden Vernier. Solche zuerst von Borda in Anwendung gebrachte Thermometer fallen jedoch, wenn sie hinreichend genau sein sollen, zu groß aus, um dadurch die Temperatur in kleinen Räumen bestimmen zu können. In neuerer Zeit löthet oder nietet man aber diese Streifen zusammen, so daß sie sich nicht an einander verschieben können, sondern eine Krümmung annehmen oder ihre Krümmung vergrößern, wenn sie in eine höhere Temperatur übergehen.

Das Breguet'sche Thermometer besteht aus drei spiralförmig gewundenen Metallstreifen von Platin, Silber und Gold, wovon das letztere als Bindemittel der beiden ersteren dient. Das sogenannte Quadrantenthermometer, welches in Fig. 427 abgebildet ist, besteht in einer, aus einem äußern Stahl- und einem innern Kupferstreifen zusammengesetzten krummen Feder, welche bei A auf dem taschenuhrförmigen Gehäuse fest sitzt und mit seinem Ende B mittelst einer Feder BF gegen eine Nase E drückt. Die letztere ist an einem ungleicharmigen, um D drehbaren Hebel befindlich, welcher mittelst des gezahnten Bogens H und des kleinen Zahngetriebes R den Zeiger Z bewegt, so daß dessen Spitze auf einem Zifferblatte durch den Ausschlag die Temperatur angiebt. Wenn sich bei Zunahme der Wärme der innere Kupferstreifen mehr streckt als der äußere Stahlstreifen, so öffnet sich die Feder AB, wodurch das Ende B derselben den Arm DE in der Richtung DB anzieht, und es rückt der Zeiger CZ um einen gewissen Bogen weiter, den man auf dem Zifferblatte ablesen kann. Eine Spiralfeder SS bewegt den Zeiger in umgekehrter Richtung, wenn sich die Feder in Folge einer Temperaturerniedrigung wieder schließt.

Fig. 427.



Anmerkung. Holzmann's Metallthermometer weicht im Wesentlichen nicht ab von dem oben beschriebenen Quadrantenthermometer (s. Anfangsgründe der Physik von Scholz, §. 294). Oechsle's Metallthermometer besteht aus einer spiralförmig gewundenen Thermometerfeder, welche aus Stahl- und Messingstreifen zusammengesetzt ist. Es sitzt hier das äußere Ende der Feder am Gehäuse fest, und das innere Ende derselben setzt den Zeiger mittelst einer stehenden Welle in Bewegung (s. Dingler's Journal, Band LX).

Luftpyrometer. Endlich hat man auch Luftpyrometer zur Messung hoher Temperaturen in Anwendung gebracht. Dieselben bestehen der Hauptsache nach aus einer hohlen Platinkugel A und einer engern Röhre AB, Fig. 428 (a. f. S.), aus zwei mit einander communicirenden weiteren Röhren BC und DE, und aus einer messingenen Fassung CFD mit einem Hahn, wodurch nicht allein die Communication dieser Röhren mit einander, sondern auch die mit einem Ausflußröhrchen G nach Belieben hergestellt und auf- §. 201.

gehoben werden kann. Beim Gebrauche sind A und AB mit Luft und BFE mit Quecksilber angefüllt, und es wird A in den Feuerraum gebracht, dessen Temperatur ermittelt werden soll. Zufolge der Erwärmung der in AB eingeschlossenen Luft dehnt sich dieselbe aus, nimmt nun in der Röhre BC einen Raum BH ein, und drückt das Quecksilber in die Röhre DE. Kennt man nun das anfängliche Volumen V der in AB eingeschlossenen Luft bei 0° Wärme und bei dem Barometerstande b und hat man die durch die Erwärmung bewirkte Vergrößerung $BH = V_1$ dieser Luftmenge, sowie ihren Manometerstand $EH = h$ beobachtet, so läßt sich mit Hülfe des bekannten Ausdehnungscoefficienten der Luft die Temperatur t der eingeschlossenen Luft berechnen. Ist die anfängliche Dichtigkeit derselben $= \gamma$, so beträgt das Gewicht dieser Luftmenge:

Fig. 428.

$$V\gamma = \left(\frac{V}{1 + \alpha t} + V_1\right) \frac{b + h}{b} \gamma \text{ (s. Thl. I)};$$

es ist sonach

$$\frac{bV}{b + h} = \frac{V}{1 + \alpha t} + V_1,$$

und es folgt daher die gesuchte Temperatur des Heizraumes:

$$t = \frac{1}{\alpha} \frac{Vh + V_1 (b + h)}{Vb - V_1 (b + h)}.$$

Wenn man durch das Mundstück G so viel Quecksilber abläßt, bis die Quecksilbersäulen in BC und DE gleich hoch ausfallen, so kann man $h =$ Null und folglich

$$t = \frac{1}{\alpha} \frac{V_1}{V - V_1}$$

setzen.

Wenn man hingegen in G so viel Quecksilber zuleitet, daß das Quecksilber BC bei der Erhitzung von A auf derselben Höhe stehen bleibt, und folglich hierbei die Luft gar keine Ausdehnung erleidet, so ist $V_1 = 0$, und daher

$$t = \frac{1}{\alpha} \frac{h}{b}$$

zu setzen.

Bei dem Pyrometer von Pouillet wird das erstere und bei dem von Regnault das zweite Verfahren angewendet. S. Mémoires de l'Acadé-

mie royale des sciences de l'Institut de France, Tome XXI, 1847. Im Auszug: Formules, Tables etc. par Claudel, Paris 1854. Ueber Regnault's Gasthermometer, s. Annales de chimie et physique. Sept. 1861, auch Dingler's Journal, Band 162.

Anmerkung. Um das Instrument gegen die Wärme zu schützen, stellt man es vor einem hölzernen Schirme auf, und um die ausgetretene Luft abzukühlen und auf einer constanten Temperatur zu erhalten, kann man noch die Röhre *BC* von kochendem Schwefeläther oder Spiritus u. s. w. umspielen lassen.

Um ferner bei hohen Temperaturen keine zu große Spannungen zu erhalten, kann man das Reservoir mit verdünnter Luft anfüllen und zu diesem Zwecke *AB* mit einer Luftpumpe in Verbindung setzen. Uebrigens ist die Luft in *A* vor dem Gebrauche durch Chlorcalcium gehörig zu trocknen.

Die Anwendung der gefundenen Formel erfordert noch einige Ergänzungen und Correctionen wegen der Ausdehnung der Gefäßwand, wegen der Veränderlichkeit des Barometerstandes, sowie der Temperatur in *BC* u. s. w.

Längenausdehnung. Mit wenigen Ausnahmen dehnen sich alle Körper aus, wenn sie in eine höhere Temperatur übergehen, und nehmen auch wieder an Volumen ab, wenn sie an Wärme verlieren. Jedoch ist diese Volumenveränderung bei verschiedenen Körpern sehr verschieden und meist auch nur bei mäßigen Temperaturen von 0 bis 100° der Wärmezu- oder Abnahme proportional. Bei höheren Temperaturen fallen die Ausdehnungen verhältnißmäßig größer aus als bei niedrigen Temperaturen, zumal wenn sich die Körper im festen Zustande befinden. Wir können bei den Wärmeausdehnungen Längen-, Flächen- und Raum- oder Volumenausdehnung unterscheiden, je nachdem wir nur auf die Veränderung der Längendimension, oder auf die Veränderung der Längen- und Breitendimension, oder auf die Veränderung des ganzen Volumens oder aller drei Raumdimensionen Rücksicht nehmen. §. 202.

Die lineare oder Längenausdehnung kommt vorzüglich nur bei festen Körpern, zumal bei Stäben, Stangen, Balken u. s. w. in Betracht. Lavoisier und Laplace haben die Längenausdehnungen verschiedener Körper unmittelbar beobachtet, Dulong und Petit aber haben erst die Volumenausdehnungen gemessen und hieraus die Längenausdehnungen berechnet. Die Abweichungen in den Resultaten beider Untersuchungen sind unbedeutend. In folgender Tabelle sind die Längenausdehnungen der in der Technik am häufigsten vorkommenden Körper angegeben.

Es ist die Längenzunahme für

die Gegenstände	Wärmezunahme	in gewöhnl. Brüchen	in Decimalbrüchen	Beobachter
Platin	0 bis 100°	$1/1167$	0,00085655	Borda
"	0 " 100°	$1/1181$	0,00088420	Dulong und Petit
"	0 " 300°	$1/363$	0,00275482	" " "
Glas	0 " 100°	$1/1161$	0,00086133	" " "
"	0 " 200°	$1/454$	0,00184502	" " "
"	0 " 300°	$1/329$	0,00303252	" " "
Stahl, ungehärtet .	0 " 100°	$1/927$	0,00107880	Lavoisier u. Laplace
" gehärtet . .	0 " 100°	$1/807$	0,00123956	" " "
Gußeisen	0 " 100°	$1/901$	0,00111000	Roy
Stabeisen	0 " 100°	$1/846$	0,00118210	Dulong und Petit
"	0 " 300°	$1/227$	0,00440528	" " "
Gold	0 " 100°	$1/682$	0,00146606	Lavoisier u. Laplace
Kupfer	0 " 100°	$1/582$	0,00171820	Dulong und Petit
"	0 " 300°	$1/177$	0,00564972	" " "
Messing	0 " 100°	$1/535$	0,00186760	Lavoisier u. Laplace
Silber	0 " 100°	$1/524$	0,00190974	" " "
Blei	0 " 100°	$1/351$	0,00284836	" " "
Zink	0 " 100°	$1/340$	0,00294167	Smeaton

Von den hier angeführten Körpern hat, wie man sieht, Platin und nächstdem das Glas die kleinste, Blei und Zink aber die größte Längenausdehnung; es ist die letztere über dreimal so groß als die erstere. Auch ersieht man aus den Angaben von Dulong und Petit, daß die Ausdehnung der Metalle sowie des Glases bei hohen Wärmegraden verhältnißmäßig stärker zunimmt, als die Wärme.

Ein Glasstab wird hiernach bei 0 bis 100° Wärmezunahme um 0,00086133, bei 100 bis 200° aber um 0,00098369 und bei 200 bis 300° um 0,00118750 länger.

§. 203. **Ausdehnungscoefficienten.** Nehmen wir an, daß die Ausdehnung mit der Wärme gleichmäßig wachse, so können wir sehr leicht aus den oben mitgetheilten Resultaten die Ausdehnungscoefficienten, d. h. die ver-

hältnißmäßigen Längenzunahmen bei jedem Grad Temperaturerhöhung, berechnen. So ist z. B. für Gußeisen der Ausdehnungscoefficient:

$$\alpha = 0{,}00111 : 100 = 0{,}0000111,$$

für Messing hingegen:

$$\alpha = 0{,}0018676 : 100 = 0{,}000018676 \text{ u. s. w.}$$

Bessel und Baeyer fanden für Temperaturen von 3 bis 17° R. bei der Prüfung von Meßstäben

für den Eisenstab . . . . . $\alpha = 0{,}0000148505$,
und für den Zinkstab . . . . $\alpha = 0{,}0000416372$,

dagegen fand später Baeyer bei Temperaturen von 7 bis 23° R.

für den ersten Stab . . . . $\alpha = 0{,}000014165$,
und für den zweiten Stab . . $\alpha = 0{,}0000402342$.

An dem spanischen Basismeßapparat, welchen der Mechanicus Brunner in Paris construirt hat, ist gefunden worden bei Temperaturen von 7 bis $40^3/_4$°

für den Platinstab . . . . . $\alpha = 0{,}0000090167$,
und für den Messingstab . . . $\alpha = 0{,}0000189841$.

Siehe Experiencias hechas con El Aparato de Medir Bases. Madrid 1859.

Ist die Länge eines Stabes bei 0° Temperatur l_0, so ergiebt sich dieselbe bei t_1° Temperatur:

$$l_1 = l_0 + \alpha t_1 . l_0 = (1 + \alpha t_1)\, l_0,$$

und bei t_2° Temperatur:

$$l_2 = (1 + \alpha t_2)\, l_0,$$

daher ist auch das Längenverhältniß eines und desselben Stabes bei den Temperaturen t_1 und t_2:

$$\frac{l_2}{l_1} = \frac{1 + \alpha t_2}{1 + \alpha t_1} \text{ und } l_2 = \frac{1 + \alpha t_2}{1 + \alpha t_1}\, l_1 \quad . \; . \; . \; . \; . \quad (1)$$

wofür, wegen der Kleinheit von αt_1 und αt_2, annähernd

$$l_2 = [1 + \alpha\,(t_2 - t_1)]\, l_1 \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (1^a)$$

gesetzt werden kann.

Diese Formel setzt uns in den Stand, die Länge eines Stabes von einer Temperatur t_1 auf eine andere t_2 zu reduciren, oder die Längen l_1 und l_2 eines und desselben Körpers bei verschiedenen Temperaturen mit einander zu vergleichen.

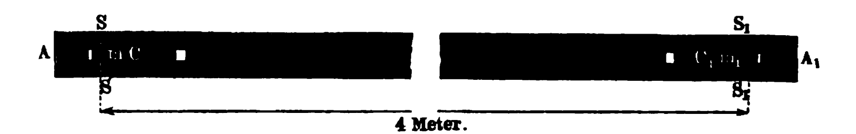
Der Meßstab der spanischen Gradmessung besteht aus einem Platinstabe AA, Fig. 429 (a. f. S.), und einem Messingstabe BB; beide reichlich

4 m lang, 21 mm breit und 5 mm dick. Die mit dem Messingstabe fest verbundenen Platinansätze C, C_1 greifen zwar in entsprechende Ausschnitte des Platinstabes ein, sind aber darin noch auf eine kleine Länge verschiebbar. Sowohl die Enden von A als auch die gedachten Ansätze C sind mit Eintheilungen versehen, auf welchen mittelst Mikrometer die Abstände zwischen den Nullstrichen S, S_1 des Platinmeßstabes und den Nullstrichen m, m_1 auf den Ansätzen des Messingstabes abgelesen werden können.

Fallen die Striche S und m, sowie S_1 und m_1 bei einer gewissen Temperatur t zusammen, so möge die gemeinschaftliche Länge beider Stäbe $S S_1 = m m_1 = l$ sein.

Wird die Temperatur eine andere, t_1, so geht die Länge $S S_1$ des Platinstabes $A A_1$ in $l_1 = l - \alpha_1 (t - t_1) l$, sowie die Länge $m m_1$ des Messingstabes $B B_1$ in $l_2 = l - \alpha_2 (t - t_1) l$ über, vorausgesetzt, daß

Fig. 429.



α_1 der Ausdehnungscoefficient des Platins und α_2 der des Messings ist. Durch Subtraction erhält man nun die Verkürzung des Messingstabes im Vergleich zum Platinstabe:

$$a = l_1 - l_2 = (\alpha_2 - \alpha_1)(t - t_1) l.$$

Wenn man die Abstände zwischen m und S, sowie zwischen m_1 und s_1 beobachtet und deren Summe a bestimmt hat, so kann man nun nach dieser Formel den Temperaturunterschied $t - t_1 = \frac{a}{(\alpha_2 - \alpha_1) l}$ berechnen, und es ist schließlich das Längenmaß $S S_1$ des Platinstabes auf t Grad Wärme reducirt:

$$l_1 = [1 - \alpha_1 (t - t_1)] l = \left(1 - \frac{\alpha_1}{\alpha_2 - \alpha_1} \frac{a}{l}\right) l,$$

sowie die Reduction selbst:

$$l_1 - l = - \frac{\alpha_1}{\alpha_2 - \alpha_1} a \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

zu setzen. Für $\alpha_1 = 0{,}0000090167$ und $\alpha_2 = 0{,}0000189841$ hat man daher $l_1 - l = 0{,}90463\ a$.

Compensationspendel. Eine vorzügliche Anwendung dieser Lehren gewährt die Construction der sogenannten Compensationspendel, welche aus Körpern von verschiedenen Ausdehnungsverhältnissen so zusammengesetzt sind, daß sie ihre Länge nicht ändern, wenn ihre Temperatur eine andere wird. Da die Schwingungszeit eines Pendels von der Länge desselben abhängt (s. Thl. I), so ist die Anwendung der Compensationspendel bei Uhren von großer Wichtigkeit. Die einfachsten Pendel dieser Art sind mit einer aus zwei Metallstreifen zusammengelötheten Thermometerfeder *ABA*, Fig. 430, welche an ihren Enden kleine Kugeln trägt, ausgerüstet. Ist der ausdehnsamere Metallstreifen unten, so krümmt sich die Feder nach oben, wenn die Temperatur zunimmt, und da gleichzeitig die Stange *CL* länger, also die Entfernung der Linse *L* vom Aufhängepunkte größer wird, so ist es möglich, daß dabei der Schwingungspunkt des Pendels (s. Thl. I) §. 204.

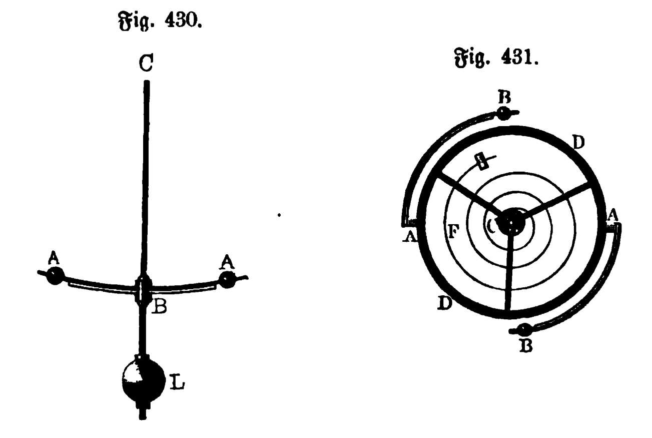


Fig. 430.

Fig. 431.

unverändert bleibt. Auch bei den Chronometern oder Taschenuhren wendet man solche Compensationsstreifen an. Da hier die Schwingungszeit von der durch eine Spiralfeder *CF*, Fig. 431, gebildeten und von einem Schwungrade *D* umgebenen Unruhe abhängt, so sind die Compensationsstreifen *AB* auf dem Schwungrade *D* befestigt. Hierbei sind die ausdehnsameren Streifen außen angebracht, so daß bei einer stattfindenden Erwärmung die Massen *B* in Folge der stärker werdenden Krümmung der Streifen *AB* nach innen treten, während der Schwungring *D* sich ausdehnt. Anstatt eines Schwungringes wird hierbei häufig nur ein Doppelarm oder Balancier angewendet.

Am häufigsten findet man die sogenannten Rostpendel angewendet. Dieselben bestehen aus einer Reihe parallel gestellter Stäbe von verschiedenen Metallen, z. B. von Eisen und Zink, oder Eisen und Messing, so durch

Querarme verbunden, daß die Ausdehnung des einen Stabes durch die Ausdehnung des andern aufgehoben wird.

Fig. 432 stellt ein solches Rostpendel vor, welches aus fünf Eisenstäben *AB, AB, EF, EF, KL*, und aus vier Messingstäben *CD, CD, GH, GH* besteht. Damit das Pendel seinen Zweck erfülle, muß die sich nach unten erstreckende Ausdehnung der Eisenstäbe so groß sein wie die nach oben gehende Ausdehnung der Messingstäbe. Setzen wir die Summe der Längen der Eisenstäbe:

Fig. 432.



$$OM + AB + EF + KL = l_1,$$

sowie die Summe der Längen der Messingstäbe:

$$CD + GH = l_2,$$

so haben wir für die ganze Pendellänge:

$$LO = l_0 = l_1 - l_2,$$

und ist nun der Ausdehnungscoefficient des Eisens gleich α_1, und der des Messings gleich α_2, sowie t die Temperaturveränderung, so läßt sich die entsprechende Pendellänge:

$$l = l_1\,(1 + \alpha_1 t) - l_2\,(1 + \alpha_2 t);$$

also die Längenzunahme desselben:

$$l - l_0 = (\alpha_1 l_1 - \alpha_2 l_2)\,t$$

setzen. Damit diese Null ausfalle, muß sein:

$$\alpha_2 l_2 = \alpha_1 l_1 \text{ oder } \frac{l_2}{l_1} = \frac{\alpha_1}{\alpha_2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

d. i. es muß sich die Messinglänge zur Eisenlänge wie der Ausdehnungscoefficient des Eisens zum Ausdehnungscoefficienten des Messings verhalten. Ist die ganze Länge $l = l_1 - l_2$ gegeben, so hat man hiernach die Eisenlänge:

$$l_1 = \frac{\alpha_2}{\alpha_2 - \alpha_1}\,l$$

und die Messinglänge:

$$l_2 = \frac{\alpha_1}{\alpha_2 - \alpha_1}\,l.$$

Anmerkung. Ueber die Compensationspendel, namentlich auch über Graham's Pendel mit Quecksilbergefäßen wird gehandelt: in Barlow's Treatise on Manufactures and Machinery; ferner in Lamé's Cours de physique u. s. w.

Beispiele 1. Wie lang muß ein eisernes Normalmaß bei 16^0 Wärme sein, damit es bei 0^0 genau 2 m lang ist? Es ist hier in

$$l_2 = [1 + \alpha\,(t_2 - t_1)]\; l_1,\; l_1 = 2,\; t_2 - t_1 = 16$$

und $\alpha = 0{,}000011821$ zu setzen, weshalb folgt:

$$l_2 = (1 + 0{,}000011821\,.\,16)\; 2 = 2{,}0003783 \text{ m}.$$

2. Wie lang müssen die Eisen- und Messingstäbe eines 1 m langen Rostpendels sein? Führen wir $\alpha_1 = 0{,}000011821$ und $\alpha_2 = 0{,}000018676$ ein, so erhalten wir für die Eisenstablänge:

$$l_1 = \frac{18676\,.\,1}{18676 - 11821} = 2{,}724 \text{ m}$$

und für die Messingstablänge

$$l_2 = \frac{11821\,.\,1}{18676 - 11821} = 1{,}724 \text{ m}.$$

Hiernach kann man jeden der kleineren Messingstäbe 834 mm, jeden der folgenden Eisenstäbe 862 mm, jeden der längeren Messingstäbe 890 mm, die äußeren Eisenstäbe aber 918 mm lang machen, und es bleiben noch 2,724 — 0,862 — 0,918 = 0,944 m für die mittlere Aufhängestange u. s. w. übrig.

Ausdehnungskraft. Mit Hülfe der Elasticitätsmodul E und der Ausdehnungscoefficienten α läßt sich auch die Kraft bestimmen, mit welcher sich Körper bei der Erwärmung ausdehnen und bei der Abkühlung zusammenziehen. Die Kraft, welche eine prismatische Stange von der Länge l und dem Querschnitte F um λ ausdehnt, ist nach Thl. I bestimmt durch die Formel: §. 205.

$$P = \frac{\lambda}{l}\, FE.$$

Nun ist aber $\frac{\lambda}{l} = \alpha t$ zu setzen, daher haben wir dann die Ausdehnungs- oder Zusammenziehungskraft

$$P = \alpha t\,.\,FE \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

Da die Elasticitätsmodul der Metalle sehr groß sind, so kann man hiernach durch Erhitzung derselben sehr bedeutende Kräfte hervorbringen, und von dieser Eigenschaft in der Architectur und Technik wichtige Anwendungen machen. So hat z. B. Molard durch eiserne Anker im Conservatoire des arts et métiers zu Paris zwei sich neigende und den Einsturz drohende Mauern senkrecht aufgerichtet, indem er die Anker vor dem Einziehen der Riegel durch Weingeistflammen erhitzen ließ. Beim Beschlagen von hölzernen Geräthschaften und Werkzeugen mit Eisen, zumal beim Auflegen von

eisernen Ringen u. s. w., thut die Wärmekraft ihre nützlichen Dienste, da das im erhitzten Zustande aufgelegte Eisen beim Erkalten in Folge der Zusammenziehung eine feste Verbindung hervorbringt (Schrumpfringe).

Die Ausdehnung eines Körpers durch die Wärme wird verändert, wenn auch noch äußere Kräfte auf denselben wirken. Wird z. B. ein prismatischer Körper, dessen Querschnitt F und Länge l ist, von einer Zugkraft P in der Axenrichtung ergriffen, und zugleich seine Temperatur um t Grad erhöht, so nimmt die Länge desselben um

$$\lambda = \frac{P}{FE}\, l + \alpha t l = \left(\frac{P}{FE} + \alpha t\right) l \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

zu (s. Thl. I).

Ist die Verlängerung λ bekannt, so bestimmt sich hieraus die Zugkraft P durch die Formel:

$$P = \left(\frac{\lambda}{l} - \alpha t\right) FE \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

Ist $\alpha t > \frac{\lambda}{l}$, so fällt natürlich P negativ aus und es geht P in eine Druckkraft über.

Diese Formeln setzen voraus, daß der Elasticitätsmodul E des Körpers durch die Erwärmung nicht verändert wird. Bei großer Temperaturveränderung ist jedoch diese Annahme nicht zulässig, dann wird sowohl der Elasticitätsmodul E, als auch der Tragmodul T und Festigkeitsmodul K ein anderer. Wenn wir daher hier die Tragkraft

$$P = FT,$$

und die Kraft zum Zerreißen

$$P_1 = FK$$

setzen, so haben wir jedenfalls für T und K andere Werthe einzuführen, als die bei einer mittlern Temperatur bestimmten.

Unter der Voraussetzung, daß die Kraft der Wärme genau so auf den Körper wirkt, wie eine äußere Zug- oder Druckkraft P, ist

$$\frac{\lambda}{l} = \frac{T}{E},$$

und daher nach (6) die Tragkraft:

$$P = (T - \alpha t E)\, F$$

zu setzen.

Hiernach wäre nun die Tragkraft des Körpers gleich Null, bei der Temperatur

$$t = \frac{T}{\alpha E} = \frac{\sigma}{\alpha} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

welches jedoch durch die Erfahrung nicht bestätigt wird. Z. B. müßte hiernach ein schmiedeeiserner Eisenstab, für welchen $\sigma = \frac{T}{E} = {}^{1}/_{1500}$ (s. Thl. I) und nach §. 202 $\alpha = 0{,}000011821$ ist, schon bei der Temperatur

$$t = \frac{1}{1500 \,.\, 0{,}000011821} = \frac{1}{0{,}01773} = 56{,}4^0$$

bis zur Elasticitätsgrenze ausgedehnt sein.

Ebenso wenig läßt sich die Kraft zum Zerreißen

$$P_1 = (K - \alpha t E)\, F$$

setzen.

Hiernach würde die Cohäsionskraft des Körpers bei der Temperatur

$$t = \frac{K}{\alpha E}$$

Null ausfallen, ein Stab aus Schmiedeeisen z. B., für welchen

$$\frac{K}{E} = \frac{40{,}9}{19700} = 0{,}00207$$

ist, müßte hiernach schon bei der Temperatur

$$t = \frac{0{,}00207}{0{,}000011821} = \frac{207}{1{,}1821} = 175^0$$

zerfallen.

Beispiel. Mit welcher Kraft zieht sich eine bis auf 80° erhitzte, runde, 50 mm dicke Eisenstange zusammen, wenn sie bis 20° erkaltet? Es ist $\alpha = 0{,}000011821$, $t = 80 - 20 = 60$, $F = \pi \,.\, 25^2 = 1963{,}5$ qmm und $E = 19700$, daher die gesuchte Kraft

$$P = \alpha t \,.\, F E = 0{,}000011821 \,.\, 60 \,.\, 1963{,}5 \,.\, 19700 = 27435 \text{ kg}.$$

Ueber die Veränderung der Elasticität und Festigkeit der Metalle §. 206. bei der Erhöhung ihrer Temperatur sind in der neuern Zeit mehrfache Versuche angestellt worden. Aus den Ausdehnungsversuchen von Wertheim (s. Poggendorff's Annalen der Physik, Ergänzungsband II, 1845) geht hervor, daß die Elasticitätsmodul der Metalle, mit Ausnahme des Eisens, stetig abnehmen, wenn die Temperatur von 15° C. bis + 200° C. wächst; daß dagegen der Elasticitätsmodul bei dem Schmiedeeisen und Stahl mit der Temperatur von — 15 bis 100° zugleich wächst und erst bei höheren Temperaturen abnimmt, so daß er bei 200° kleiner als bei 100° oder 0° Temperatur ausfällt. Nach den Versuchen von Baudrimont (s. Annales de chimie et de physique. Tom. XXX) verhält es sich ebenso mit dem Festigkeitsmodul der Metalle und insbesondere des Eisens. Auch haben die Versuche Wertheim's gezeigt, daß durch das Anlassen die Festigkeitsmodul

der Metalle bedeutend vermindert werden, während sich die Elasticitätsmodul nicht sehr verändern, und daß dagegen die Cohäsion vorher angelassener Metalle bei der Temperaturerhöhung bis 200° nicht bedeutend abnimmt.

Nach Wertheim's Versuchen sind die Elasticitätsmodul (E) von einigen Metallen nachfolgende.

Metalle	Temperatur		
	10 bis 15°	100° C.	200° C.
Schmiedeeisen	20 794	21 877	17 700
Gußstahl	19 561	19 014	17 926
Kupfer	10 519	9 827	7 862
Silber	7 140	7 274	6 374
Blei	1 727	1 630	—

Versuche über die Veränderung der Festigkeit des Eisens (Schmiedeeisens) und Kupfers sind schon früher in Nordamerika angestellt worden. Die Ergebnisse derselben werden mitgetheilt im XIX. und XX. Bande des vom Franklin-Institut herausgegebenen Journales, und sind auch zu finden im I. Bande von Combes' Traité de l'exploitation des mines.

Nach diesen Versuchen ist, wenn man den Festigkeitsmodul des Kupfers bei 0° zur Einheit annimmt, der Festigkeitsmodul desselben bei

0°	$16^3/_4$°	15°	100°	150°	200°	250°	294°	451°	$555^1/_2$° C.
1,0000	0,9927	0,9825	0,9460	0,9055	0,8487	0,7954	0,7442	0,5056	0,3259

Es hat danach das Kupfer bei 280° von seiner Festigkeit $^1/_4$ und bei 555° von derselben $^2/_3$ verloren.

Ebenso ist hiernach, wenn man den Festigkeitsmodul des Schmiedeeisens bei 15 bis 20° gleich Eins setzt, derselbe bei den Temperaturen:

20°	100°	200°	300°	350°	390°	500°	550°	624°	714° C.
1,000	1,197	1,081	1,040	0,981	0,974	0,760	0,431	0,411	0,346

Es findet also auch diesen Versuchen zufolge bei dem Schmiedeeisen anfangs bei Erhöhung der Temperatur eine Zunahme der Festigkeit statt. Mehreres hierüber in Bourne's Treatise on the Steam Engine, Art. strenght of boilers.

Flächen- und Raumausdehnung. Mit Ausnahme der Krystalle und einiger wenigen Körper dehnen sich alle Körper nach allen Seiten gleichmäßig aus, so daß alle ihre Formen bei verschiedenen Wärmezuständen unter sich ähnlich sind. Nun verhalten sich aber die Inhalte ähnlicher Figuren wie die Quadrate, und die ähnlicher Körper wie die Cuben gleichliegender Seiten; daher ist es auch möglich, die Inhalte eines und desselben Körpers bei verschiedenen Wärmezuständen mit Hülfe ihrer Seitenlängen mit einander zu vergleichen. Geht bei einer Temperaturveränderung die Seite AB eines polygonalen Bleches ACE, Fig. 433, in A_1B_1 über, so wird der Inhalt desselben in dem Verhältniß $\left(\frac{A_1B_1}{AB}\right)^2$ vergrößert, und ändert sich die Seite AB eines Polyeders ACD, Fig. 434, in A_1B_1 um, so ist sein neues Volumen in dem Verhältniß $\left(\frac{A_1B_1}{AB}\right)^3$ größer geworden. Dies vorausgesetzt, lassen sich nun auch leicht aus den Coefficienten der Längenausdehnung §. 207.

Fig. 433.

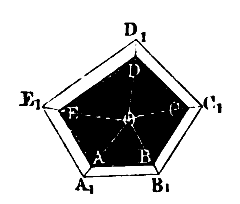
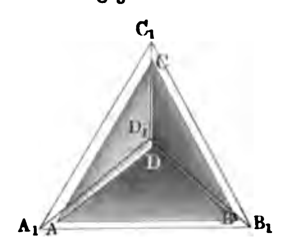


Fig. 434.



die der Flächen- und Volumenausdehnung berechnen. Sind l_1 und l_2 die den Temperaturen t_1 und t_2 entsprechenden Seitenlängen, so hat man für die Flächenräume F_1 und F_2 das Verhältniß:

$$\frac{F_1}{F_2} = \left(\frac{l_1}{l_2}\right)^2 = \left(\frac{1 + \alpha t_1}{1 + \alpha t_2}\right)^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8)$$

sowie für die Körperräume V_1 und V_2:

$$\frac{V_1}{V_2} = \left(\frac{l_1}{l_2}\right)^3 = \left(\frac{1 + \alpha t_1}{1 + \alpha t_2}\right)^3 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (9)$$

Wegen der Kleinheit von αt_1 und αt_2 läßt sich einfacher setzen:

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{1 + 2\alpha t_1}{1 + 2\alpha t_2} = (1 + 2\alpha t_1)(1 - 2\alpha t_2) = 1 + 2\alpha(t_1 - t_2)$$

und

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{1 + 3\alpha t_1}{1 + 3\alpha t_2} = (1 + 3\alpha t_1)(1 - 3\alpha t_2) = 1 + 3\alpha(t_1 - t_2);$$

oder:

$$F_2 = [1 + 2\alpha(t_2 - t_1)] F_1 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8^a)$$

sowie

$$V_2 = [1 + 3\alpha(t_2 - t_1)] V_1 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (9^a)$$

Man ersieht hieraus, daß man den Coefficienten der Flächenausdehnung **zweimal** und denjenigen der Volumenausdehnung **dreimal** so groß annehmen kann, als den Coefficienten α der Längenausdehnung.

Die letztere Formel findet vorzüglich noch ihre Anwendung bei der Bestimmung der Dichtigkeit eines Körpers. Ist γ_1 die Dichtigkeit bei der Temperatur t_1, und γ_2 die bei der Temperatur t_2, so hat man das Gewicht des Körpers $G = V_1\gamma_1 = V_2\gamma_2$, daher:

$$\frac{\gamma_2}{\gamma_1} = \frac{V_1}{V_2} = 1 + 3\alpha(t_1 - t_2) = 1 - 3\alpha(t_2 - t_1).$$

Anmerkung. Wird das Gußeisen bis zum Glühen (1000 bis 1200°) erhitzt, so erleidet es eine **permanente Ausdehnung**, welche bei Wiederholung oder langer Dauer des Glühens bedeutend ausfällt. Nach **Erman** und **Herter** (s. **Poggendorff's** Annalen der Physik, Band 97) ist die permanente Linienausdehnung bei grauem Roheisen 0,0081 bis 0,0097, dagegen bei Spiegeleisen nur 0,001114.

Beispiel. In welchem Verhältnisse verändern sich das Volumen und die Dichtigkeit einer Eisenkugel bei Veränderung ihrer Temperatur von 10 bis 70°? Für Gußeisen ist $3\delta = 3 . 0{,}00001109 = 0{,}00003327$, daher:

$$3\alpha(t_2 - t_1) = 0{,}00003327\,(70 - 10) = 0{,}0019962;$$

es nimmt also das Volumen um 0,2 Procent zu, und die Dichtigkeit eben soviel ab; war letztere anfangs 7,1, so fällt sie bei dieser Temperaturerhöhung nur 7,1 (1 — 0,0019964) = 7,086 aus.

§. 208. **Ausdehnung der Flüssigkeiten.** Die **tropfbarflüssigen Körper** werden in der Regel durch die Wärme noch stärker ausgedehnt als die festen Körper. Da diese Körper von Gefäßen umschlossen und diese durch Zunahme an Wärme ausgedehnt und weiter werden, so müssen wir bei den Flüssigkeiten die **scheinbare** Ausdehnung von der **wahren** oder **absoluten Ausdehnung** durch Wärme unterscheiden, und es ist jedenfalls die erstere gleich der Differenz zwischen der wahren Ausdehnung der Flüssigkeit und der Ausdehnung des Gefäßes. Ist der Inhalt eines ganz oder bis zu einer Marke zu füllenden Gefäßes bei der Temperatur t_1 gleich V_1, und die Volumenausdehnung des Gefäßes gleich α_1, die der flüssigen Füllung aber gleich α, so hat man für eine Temperatur t_2 das Volumen des Gefäßes:

$$V_2 = \frac{1 + \alpha_1 t_2}{1 + \alpha_1 t_1} V_1;$$

dagegen das Volumen der Flüssigkeit:

$$V = \frac{1 + \alpha t_2}{1 + \alpha t_1} V_1,$$

daher die wahre oder absolute Ausdehnung derselben:

$$V - V_1 = \left(\frac{1 + \alpha t_2}{1 + \alpha t_1} - 1\right) V_1 = \frac{\alpha (t_2 - t_1)}{1 + \alpha t_1} V_1 \quad . \quad . \quad (10)$$

und dagegen die scheinbare Ausdehnung:

$$V - V_2 = \left(\frac{1 + \alpha t_2}{1 + \alpha t_1} - \frac{1 + \alpha_1 t_2}{1 + \alpha_1 t_1}\right) V_1 = \frac{(\alpha - \alpha_1)(t_2 - t_1)}{(1 + \alpha t_1)(1 + \alpha_1 t_1)} V_1$$

$$= \frac{(\alpha - \alpha_1)(t_2 - t_1)}{(1 + \alpha t_1)(1 + \alpha_1 t_2)} V_2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (11)$$

Sind die Ausdehnungen klein, so kann man annähernd

$$V - V_1 = \alpha (t_2 - t_1) V_1 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (10^a)$$

und

$$V - V_2 = (\alpha - \alpha_1)(t_2 - t_1) V_1 \quad . \quad . \quad . \quad (11^a)$$

setzen, also die scheinbare Ausdehnung finden, wenn man die Differenz $(\alpha - \alpha_1)$ der Ausdehnungscoefficienten der Flüssigkeit und des Gefäßes als Ausdehnungscoefficient in die Formeln einsetzt. Die absolute Ausdehnung des Quecksilbers ist von Dulong und Petit durch Vergleichung der Höhen zweier communicirenden Quecksilbersäulen von verschiedenen Temperaturen ermittelt worden, die scheinbare Ausdehnung in Glasröhren dagegen durch sogenannte Gewichtsthermometer, wobei die Temperatur nach der durch Erwärmung ausgetriebenen Quantität Quecksilber bestimmt wird. Hiernach fand sich die absolute Ausdehnung des Quecksilbers bei Erwärmung von

$$0 \text{ bis } 100^0, = \frac{100}{5550} = 0{,}018018,$$

dagegen bei Erwärmung von

$$100 \text{ bis } 200^0, = \frac{100}{5425} = 0{,}018433,$$

und bei Erwärmung von

$$200 \text{ bis } 300^0, = \frac{100}{5300} = 0{,}018868.$$

Die scheinbare Ausdehnung des Quecksilbers aber wurde bei Zunahme der

Wärme von 0 bis 100° zu $\frac{100}{6480} = 0{,}015432$ gefunden, weshalb hiernach die entsprechende Volumenausdehnung der Glasröhre

$$= 0{,}018018 - 0{,}015432 = 0{,}002586$$

wäre, was mit der Angabe in §. 202 gut übereinstimmt, da sich hiernach die Längenausdehnung des Glases zu $\frac{1}{3} \,.\, 0{,}002586 = 0{,}000862$ berechnet, während dort dieselbe zu 0,00086133 angegeben wird. Uebrigens ist nach Regnault und nach Isidor Pierre (s. Recherches sur la dilatation des liquides, Annales de chimie et de physique, tome XV, 1825) die Ausdehnung verschiedener Glasarten sehr verschieden. Namentlich findet der letztere für Glas

$$\alpha = 0{,}000019026 \text{ bis } 0{,}000026025.$$

Mit Hülfe des oben angegebenen Ausdehnungscoefficienten $\alpha = 0{,}00018018$ für Quecksilber läßt sich nun das specifische Gewicht des Quecksilbers für jede Temperatur berechnen, es ist nämlich dasselbe:

$$\varepsilon = \frac{13{,}598}{1 + 0{,}00018018\, t}.$$

Mit Hülfe des absoluten Ausdehnungscoefficienten $\alpha = 0{,}00018018$ des Quecksilbers läßt sich auch ein beobachteter Barometer- oder Manometerstand h von einer Temperatur t auf eine andere Temperatur t_1 reduciren. Es ist der reducirte Barometerstand:

$$h_1 = \frac{\gamma}{\gamma_1}\, h = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_1}\, h = \frac{1 + \alpha t_1}{1 + \alpha t}\, h = \frac{1 + 0{,}00018018\, t_1}{1 + 0{,}00018018\, t}\, h$$

$$= \frac{5550 + t_1}{5550 + t}\, h \quad \ldots\ldots\ldots \quad (12)$$

da sich bei gleichen Drucken die Höhen zweier Flüssigkeitssäulen umgekehrt wie die Dichtigkeiten γ und γ_1 oder specifischen Gewichte ε und ε_1 dieser Flüssigkeitssäulen zu einander verhalten.

Anmerkung. Nach Regnault ist das Volumen des Quecksilbers bei t^0 Wärme:

$$V = (1 + 0{,}000179007\, t + 0{,}0000000252316\, t^2)\, V_0,$$

wenn V_0 dasselbe bei 0° Wärme bezeichnet.

Beispiel. Wenn sich die in einer Glasröhre eingeschlossene Quecksilbersäule aus der Temperatur t in t_1 umändert, so geht ihre Höhe h in

$$h_1 = [1 + (\alpha - 2\,\alpha_1)\,(t_1 - t)]\, h$$

über, denn das neue Volumen ist wegen der Ausdehnung des Quecksilbers

$$V_1 = [1 + \alpha\,(t_1 - t)]\, V = [1 + \alpha\,(t_1 - t)]\, \pi r^2 h$$

und auch wegen der Ausdehnung des Glases

$$V_1 = [1 + 2\,\alpha_1\,(t_1 - t)]\, \pi r^2 h_1, .$$

da der Querschnitt πr^2 in Folge der Flächenausdehnung die Größe

$$[1 + 2\alpha_1 (t_1 - t)] \pi r^2$$

annimmt. Nun ist aber

$$\alpha = 0{,}00018018 \quad \text{und} \quad 2\alpha_1 = 2 . 0{,}0000086133 = 0{,}0000172266,$$

daher folgt:

$$h_1 = [1 + (\alpha - 2\alpha_1)(t_1 - t)]\, h = [1 + 0{,}00016295\, (t_1 - t)]\, h.$$

Wäre $t = 10^0$, $t_1 = 50^0$ und $h = 1$ m, so hätte man hiernach:

$$h_1 = (1 + 0{,}00016295 . 40) = 1{,}0065 \text{ m}.$$

Ausdehnung des Wassers. Die übrigen Flüssigkeiten, zumal aber das Wasser, dehnen sich nicht proportional der Wärmezunahme aus, auch sind die Ausdehnungen bei den übrigen Flüssigkeiten größer als beim Quecksilber, insbesondere größer als bei den festen Körpern. Folgende Zusammenstellung führt die Ausdehnungsverhältnisse der in der Technik am häufigsten vorkommenden Flüssigkeiten vor Augen. §. 209.

Die Ausdehnung ist bei 0 bis 100° Wärmezunahme:

für Alkohol von 0,817 specif. Gewicht $= 1/9 = 0{,}1112$, nach Dalton,
„ Olivenöl und Leinöl $= 10/125 = 0{,}080$, desgl.,
„ Schwefelsäure von 1,85 specif. Gewicht $= 100/1667 = 0{,}060$, desgl.,
„ Schwefeläther $= 1/14 = 0{,}0700$, desgl.,
„ gesättigte Kochsalzauflösung $= 1/20 = 0{,}050$, nach Hallström,
„ Wasser $= 100/2092 = 0{,}04775$, desgl.,
„ Quecksilber $= 10/555 = 0{,}018018$, nach Dulong und Petit.

Am ungleichförmigsten dehnt sich das Wasser aus, dessen Dichtigkeit sogar von 0 bis beinahe 4° Wärme nicht ab-, sondern zunimmt, so daß seine Dichte bei der letzten Temperatur ihren Maximalwerth erreicht. Man hat auf verschiedene Weisen das Ausdehnungsgesetz des Wassers zu ermitteln gesucht, vorzüglich hat man dazu große Wasserthermometer angewendet. Auch hat man den Versuchsresultaten empirische Formeln anzupassen gesucht, und mit Hülfe derselben die hierzu nöthigen Constanten bestimmt. Es ist zu erwarten, daß sich von allen diesen Formeln folgende zwei von Hallström am meisten an die Versuche anschließen.

Ist V_0 das Volumen des Wassers bei 0° und V das bei t Grad, so hat man für Temperaturen von 0° und 30°:

$$V = (1 - 0{,}000057577\, t + 0{,}0000075601\, t^2 - 0{,}00000003509\, t^3)\, V_0,$$

und für solche zwischen 30° und 100°:

$$V = (1 - 0{,}0000094178\, t + 0{,}00000533661\, t^2 - 0{,}0000000104086\, t^3)\, V_0;$$

und es ist hiernach für $t = 3{,}92^0$ das Volumen am kleinsten, und zwar $= 9{,}9998887$. Den Beobachtungen zufolge kommt aber das Minimal-

volumen oder die Maximaldichtigkeit des Wassers bei 3,9° Wärme vor. Nach den neuesten Untersuchungen von Kopp ist für Temperaturen zwischen 0° und 25° C.:

$$V = (1 - 0{,}000061045\,t + 0{,}0000077183\,t^2 - 0{,}00000003734\,t^3)\,V_0,$$

und hiernach die größte Dichtigkeit des Wassers bei 4,08° (s. Poggendorff's Annalen, Bd. LXXII).

Gewöhnlich nimmt man an, daß dieser größte Dichtigkeitszustand des Wassers bei 4° eintrete. Wenn man das Volumen des Wassers

bei 4° = 1,00000 setzt, so hat man nach Despretz:

„ 5° = 1,00001,	
„ 6° = 1,00003,	bei 40° = 1,00773,
„ 8° = 1,00012,	„ 50° = 1,01205,
„ 10° = 1,00027,	„ 60° = 1,01698,
„ 12° = 1,00047,	„ 70° = 1,02255,
„ 15° = 1,00087,	„ 80° = 1,02885,
„ 20° = 1,00179,	„ 90° = 1,03566,
„ 25° = 1,00293,	„ 100° = 1,04315.
„ 30° = 1,00433,	

Anmerkung 1. Nach dem französischen Maß- und Gewichtssysteme ist das Gewicht 1 ccm Wasser bei 4° Temperatur und 0,76 m Barometerstand gleich 1 g, und nach dem alten preußischen Maß- und Gewichtssysteme ist das Gewicht eines Cubikfußes Wasser bei 15° R. Wärme und 28 Parif. Zoll Barometerstand gleich 66 Pfund. Dieses vorausgesetzt, läßt sich das Gewicht des letzteren bei 4° C., da 15° R. = $^5/_4 . 15 = 18^3/_4$° C. ist, gleich 1,00153 . 66 = 66,101 Pfund setzen. Nun ist aber ein preußischer Fuß gleich 31,38535 cm, und hiernach ein Cubikfuß gleich 30915,84 ccm, daher folgt der Werth eines alten preußischen Pfundes:

$$\frac{30915{,}84}{66{,}101} = 467{,}71 \text{ g},$$

sowie umgekehrt der Werth von 1 Gramm gleich 1 : 467,71 = 0,0021381 Pfund, also 1 kg gleich 2,1381 Pfund.

Anmerkung 2. Versuche über die Ausdehnung des Wassers und zum Theil auch anderer Flüssigkeiten sind angestellt worden von Munke, Stampfer, Hallström, Despretz, und in der neuesten Zeit von Kopp, J. Pierre, und es ist hierüber nachzusehen in Gehler's physikalischem Wörterbuche, Bd. I und IV, im Jahrb. des k. k. polytechn. Instituts, Bd. XVI, ferner in Poggendorff's Annalen, Bd. I, IX, XXXIV und LXXII, und in den Annales de chimie et de physique, t. LXX et XV.

§. 210. **Ausdehnung der Luft.** Die Ausdehnung der Luft und anderer Gase durch die Wärme ist viel bedeutender und erfolgt in Hinsicht auf die Angaben der Quecksilberthermometer viel regelmäßiger als die der tropfbaren

Flüssigkeiten. Gay-Lussac fand dieselbe mit Hülfe eines durch eine kurze Quecksilbersäule abgesperrten Luftthermometers bei Zunahme der Temperatur von 0 bis 100°, für die atmosphärische Luft, sowie für verschiedene andere Gase zu $^3/_8 = 0,375$. Rudberg fand aber dieses Ausdehnungsverhältniß kleiner, als er bei seiner Untersuchung die durch Chlorcalcium vollkommen getrocknete Luft in einer Thermometerröhre durch Wasserdämpfe bis 100° erhitzte und die Ausdehnung durch die bei erfolgter Abkühlung eingedrungene Quecksilbermenge maß; es ergab sich das Verhältniß nur zu 0,365. In der neuesten Zeit haben ferner Magnus und Regnault die Ausdehnungscoefficienten der Luft u. s. w. durch besondere Methoden mit noch größerer Genauigkeit bestimmt. Beide fanden, unabhängig von einander, dieses Ausdehnungsverhältniß bei völlig trockener atmosphärischer Luft zu $^{11}/_{30} = 0,3665$.

Was die übrigen Gase anlangt, so geben nur diejenigen, welche sich durch mäßigen Druck in tropfbare Flüssigkeiten verwandeln lassen, etwas größere Ausdehnungsverhältnisse, namentlich zeichnet sich das schwefligsaure Gas durch das große Verhältniß 0,390 aus. Auch hat sich aus den Versuchen von Regnault ergeben, daß das Ausdehnungsverhältniß der Luft bei hohem Drucke etwas größer ist als bei kleinem und mittlerm; während sich aus den Beobachtungen beim Drucke von 109,72 mm das Ausdehnungsverhältniß 0,365 berechnet, stellt sich dasselbe bei 3655,6 mm zu 0,371 heraus.

Die Anwendung dieser Verhältnisse auf die Reduction der Gasmengen von einer Temperatur zur andern u. s. w. ist bereits in Thl. I gezeigt worden.

Durch Vergleichung der Angaben der Luft- und Quecksilberthermometer unter einander hat sich ergeben, daß beide mit einander nicht ganz übereinstimmen; so fand z. B. Magnus, daß 100°, 200°, 300° nach dem Quecksilberthermometer entsprachen: 100°, 197,5°, 294,5° des Luftthermometers.

Anmerkung. Die neueren Untersuchungen über die Ausdehnung der Gase sind abgehandelt in Poggendorff's Annalen, Bd. L und LII, sowie auch in Regnault's Memoiren ꝛc.

Faßt man ein Quantum atmosphärischer Luft vom Gewichte gleich 1 kg und von der Temperatur 0° ins Auge, so ist das Volumen v desselben, wenn der Druck gleich einer Atmosphäre, also pr. 1 qm $p = 10334$ kg ist, bekanntlich gleich

$$v = \frac{1}{\gamma} = \frac{1}{1,29318} = 0,77328 \text{ cbm}$$

gegeben. Wie man auch dieses Volumen v in v_1, v_2 ꝛc. verändern möge, immer ändert sich damit gleichzeitig die Spannung p in $p_1, p_2 \ldots$ derart, daß dem Mariotte'schen Gesetze zufolge (s. Thl. I)

$$p_1 v_1 = p_2 v_2 = \cdots p v = C$$

ist, unter C die constante Größe 10334 . 0,7733 = 7991,3 verstanden, vorausgesetzt, daß die Temperatur immer dieselbe (Null) bleibt.

Denkt man sich jetzt dieses Luftquantum bei gleichbleibender Spannung p um t^0 erwärmt, so wird nach dem Vorstehenden das Volumen v in $v' = v\,(1 + 0{,}00366\,t)$ verwandelt, wenn unter $\alpha = 0{,}00366$ der Ausdehnungscoefficient der Luft verstanden wird, und daher ist jetzt:

$$p v' = C\,(1 + 0{,}00366\,t).$$

Auch für diesen neuen Zustand der Luft gilt das Mariotte'sche Gesetz, unter der Bedingung einer constanten Temperatur t, so daß man für jedes Volumen v und die zugehörige Spannung p die Beziehung hat:

$$p v = C\,(1 + \alpha t) = C\alpha \left(\frac{1}{\alpha} + t\right) = 7991{,}3 \,.\, 0{,}00366\,(273 + t)$$
$$= 29{,}272\,(273 + t).$$

Diese Gleichung läßt sich noch einfacher schreiben, wenn man

$$273 + t = T$$

setzt, dann erhält man

$$p v = 29{,}272\; T.$$

Hierin bedeutet T die sogenannte absolute Temperatur, d. h. die von einem Nullpunkte gerechnete, der um 273° der hunderttheiligen Scala unterhalb des Gefrierpunktes gedacht wird, und welcher wohl mit der Bezeichnung des absoluten Nullpunktes belegt wird. Man hat diesen Namen deshalb gewählt, weil irgend ein Gasquantum, welches bei 0° C. das Volumen v, also bei t^0 C. dasjenige $v\,(1 + \alpha t) = v\left(1 + \frac{1}{273}\,t\right)$ hat, dieser Gleichung zufolge bei einer Temperatur $t = -273$ ein Volumen gleich Null haben müßte. Da die Formeln unter Benutzung der absoluten Temperatur T einfachere Gestalt annehmen, als mit den Temperaturen t nach Celsius, so soll im Folgenden davon Gebrauch gemacht werden, indem immer, wie dies gebräuchlich ist, die großen Buchstaben T, T_1, T_2 u. s. w. für die absoluten Temperaturen gewählt werden sollen, welche denjenigen t, t_1, t_2 ... der hunderttheiligen Scala zugehören. Die allgemeine Beziehung zwischen beiden Temperaturen ist gegeben durch

$$T = \frac{1}{\alpha} + t = a + t = 273^0 + t \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (13)$$

wenn man den Werth

$$\frac{1}{\alpha} = \frac{1}{0{,}00366} \doteq 273^0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (14)$$

allgemein mit a bezeichnet.

Die oben für atmosphärische Luft gefundene Formel:

$$pv = 29{,}272\ T = RT \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (15)$$

gilt allgemein auch für andere Gasarten; nur nimmt für jede derselben die Constante R einen andern Werth an. Da sich nach dem Vorstehenden mit $t = 0$

$$R = pv\alpha = \frac{p\alpha}{\gamma} = \frac{10334\,.\,0{,}00366}{\gamma} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (16)$$

ergiebt, unter γ das specifische Gewicht der atmosphärischen Luft verstanden, so ist ohne Weiteres klar, daß für ein anderes Gas mit dem specifischen Gewichte γ_1 die Constante R_1 zu

$$R_1 = \frac{10334\,.\,0{,}00366}{\gamma_1} = \frac{\gamma}{\gamma_1}\,R = \frac{R}{\varepsilon} \quad . \quad . \quad . \quad (17)$$

bestimmt ist, wenn $\varepsilon = \frac{\gamma_1}{\gamma}$ die Dichte der betreffenden Gasart im Verhältnisse zu der der atmosphärischen Luft bezeichnet. Dem entsprechend gilt die folgende Tabelle*):

	γ	ε	R
Atmosphärische Luft	1,29318	1,00	29,272
Stickstoff	1,25616	0,97137	30,134
Sauerstoff	1,42980	1,10563	26,475
Wasserstoff	0,08957	0,06926	422,612

Das vorstehende Gesetz, welches als die Vereinigung des Mariotte'schen und Gay-Lussac'schen zu betrachten ist, hat nur Gültigkeit für Gase, die noch hinreichend weit von dem Zustande ihrer Verflüssigung entfernt sind, und kann daher auf die leicht condensirbaren Gase, wie Kohlensäure, keine Anwendung finden. Letztere sind hinsichtlich ihres Verhaltens den Dämpfen zuzurechnen, von welchen weiter unten specieller gehandelt wird.

Wärmeeinheit. Das Thermometer giebt durch seine Angaben nur das Maß für die Intensität der in einem Körper enthaltenen Wärme, d. h. der demselben eigenthümlichen Schwingungsgeschwindigkeit, nicht aber für die darin enthaltene Wärmemenge, oder den Betrag der vorhandenen Schwingungsarbeit. Es ist zunächst einleuchtend, daß die in einem Körper von einer bestimmten Temperatur enthaltene Wärmemenge §. 211.

*) S. Zeuner, Grundzüge der mechan. Wärmetheorie, 2. Aufl.

außer von dieser Temperatur auch von der Masse oder dem Gewichte des Körpers abhängen muß. Nimmt man an, daß gleiche Gewichte eines und desselben Körpers bei derselben Temperatur auch gleiche Wärmemengen enthalten, so folgt daraus, daß die in zwei verschieden schweren Körpern von demselben Materiale und derselben Temperatur unter sonst gleichen Umständen enthaltenen Wärmemengen den Gewichten dieser Körper direct proportional sind.

Hiernach ist also z. B. in 2 kg Wasser von etwa 10° genau doppelt so viel Wärme enthalten als in 1 kg von 10°, vorausgesetzt, daß auch alle sonstigen Verhältnisse, z. B. die äußeren Druckkräfte, denen diese Wassermengen ausgesetzt sind, übereinstimmen.

Bestehen dagegen die Körper aus verschiedenen Materialien, so sind die in ihnen enthaltenen Wärmemengen trotz der gleichen Gewichte und Temperatur erfahrungsmäßig verschieden, und man spricht in dieser Hinsicht wohl von dem für verschiedene Körper verschiedenen Fassungsvermögen für die Wärme oder der Wärmecapacität derselben. Zur Vergleichung verschiedener Wärmemengen hat man zunächst einen bestimmten Wärmebetrag als Einheit festzustellen und es ist gebräuchlich, als solche Wärmeeinheit oder Calorie diejenige Wärmemenge zu betrachten, welche erforderlich ist, um 1 kg Wasser von 0° C. um 1° C. zu erwärmen*), wobei vorausgesetzt werden muß, daß das Wasser hierbei unter dem normalen atmosphärischen Drucke steht, da sich im Folgenden zeigen wird, daß der äußere Druck von Einfluß auf die zur Erwärmung der Körper nöthige Wärmemenge ist.

Wenn es nach dem Vorstehenden auch ohne Weiteres klar ist, daß hiernach zur Erwärmung von 10 kg Wasser von 0 bis 1° eine Wärmemenge von 10 Calorien erforderlich ist, so läßt sich doch keineswegs von vornherein behaupten, daß diese Wärmemenge auch gerade erforderlich sei, um 1 kg Wasser um 10° C. zu erwärmen. Dies ist auch nicht in aller Strenge der Fall, denn die genauen Versuche verschiedener Physiker zeigen, daß der zur Erwärmung von 1 kg Wasser um 1° C. nöthige Wärmeaufwand mit wachsender Anfangstemperatur steigt. Die Veränderung ist aber für Wasser innerhalb der in der Praxis vorkommenden Temperaturen so gering, daß man nur bei genauen Rechnungen darauf Rücksicht zu nehmen hat. Wann dies zu geschehen hat, wird später bei Besprechung des Wasserdampfes sich

---

*) Manche Autoren, z. B. Maxwell, legen Wasser der größten Dichte von 4°, andere solches einer mittlern Temperatur von 15° C. zu Grunde, wofür jedoch die erforderlichen Wärmemengen sich nur ganz unerheblich von derjenigen unterscheiden, welche oben als Einheit definirt wurde, und welche im Folgenden immer vorausgesetzt werden soll.

ergeben; für gewöhnlich wird die Wärmemenge zur Erwärmung von 1 kg Wasser um 1° C. meistens für alle Temperaturen als constant angenommen.

Ebenso wenig, wie uns ein Körper bekannt ist, dessen Temperatur diejenige des absoluten Nullpunktes wäre, ebenso wenig kennen wir Körper, welche gar keine Wärme enthielten. Wir sind daher auch nicht im Stande den ganzen Wärmegehalt eines Körpers anzugeben, vielmehr vermögen wir nur die Zu- oder Abnahme der in einem Körper enthaltenen Wärmemenge in Calorien auszudrücken, was übrigens für die praktischen Fälle auch genügt. Wenn man daher von einem bestimmten Wärmeinhalt eines Körpers in einem gewissen Zustande desselben spricht, so ist darunter immer diejenige Wärmemenge zu verstehen, welche dieser Körper in dem betrachteten Zustande mehr enthält als in einem stillschweigend zu Grunde gelegten andern Zustande. Sagt man z. B. es seien in 5 kg Wasser von 10° C. 50 Calorien enthalten, so meint man damit, daß der Wärmegehalt dieses Wassers um 50 Wärmeeinheiten größer ist, als derjenige desselben Wassers von 0° C., daß man also dem letztern Wasser auch 50 Calorien zuführen muß, um es in solches von 10° C. zu verwandeln. In diesem Sinne möge im Folgenden die Angabe des Wärmeinhalts verstanden werden.

Man hat auch unter Umständen andere Wärmemengen als die hier angeführte als Maßeinheiten zu Grunde gelegt. So z. B. legten Lavoisier und Laplace ihren Versuchen als Einheit diejenige Wärmemenge zu Grunde, welche im Stande ist, 1 kg Eis von der Temperatur des Gefrierpunktes in Wasser von derselben Temperatur zu verwandeln. Es ist nämlich, wie sich aus dem Folgenden ergeben wird, zu dieser Zustandsänderung, d. h. zur Verflüssigung des Eises, eine ganz bestimmte Wärmemenge oder Arbeit erforderlich, welche lediglich zur Umwandlung des Aggregatzustandes, d. h. zur Ueberwindung der Molecularanziehungen, nicht aber zur Erhöhung der Temperatur, d. h. zur Steigerung der Schwingungsgeschwindigkeit verwendet wird. Ebenso nimmt man wohl zuweilen als eine Einheit diejenige Wärmemenge an, welche vermögend ist, 1 kg Wasser von der Siedetemperatur (100°) in Dampf von derselben Temperatur zu verwandeln, da auch für die Verdampfung von Flüssigkeiten ein ganz ähnliches Verhalten gilt, wie für das Schmelzen fester Körper. Auch bei dem Verdampfen wird ein ganz bestimmter Wärmeaufwand lediglich zur Aenderung des flüssigen in den luftförmigen Zustand aufgewendet, ohne daß dabei die Temperatur sich ändert.

Specifische Wärme. Wenn man einen beliebigen Körper von bestimmtem Gewichte und von bestimmter Temperatur um 1° C. erwärmt, so ist hierzu eine andere Wärmemenge erforderlich, als wenn man ein gleich großes Gewicht Wasser dieser Temperaturänderung unterwirft, weswegen man, wie schon erwähnt, diesem Körper eine andere Wärmecapacität zuschreibt als dem Wasser. Besser als von der Wärmecapacität, welcher Ausdruck der veralteten Annahme eines Wärmestoffes entsprungen ist, spricht man von der §. 212.

specifischen Wärme eines Körpers, indem man hierunter die Anzahl der Wärmeeinheiten versteht, welche zur Erwärmung von 1 kg dieses Körpers um 1° C. nöthig sind. Man kann diese Zahl auch definiren als das Verhältniß der für die gedachte Erwärmung nöthigen Wärmemenge zu derjenigen, welche zur gleichen Erwärmung einer gleichen Gewichtsmenge Wasser erforderlich ist. In diesem Falle hat die specifische Wärme die Bedeutung einer bloßen Verhältnißzahl, im erstern Falle dagegen diejenige einer bestimmten Wärmemenge in Calorien, der Zahlenwerth selbst stimmt jedoch in beiden Fällen überein.

Zuweilen spricht man auch von der specifischen Wärme der Körper, besonders der gasförmigen, in Bezug auf die Volumeneinheit, und versteht unter dieser Größe, die auch wohl Raumcapacität im Gegensatze zur Gewichtscapacität heißt, die Anzahl von Wärmeeinheiten, welche erfordert werden, um 1 cbm des Körpers um 1° C. zu erhöhen. Offenbar erhält man diese Größe ω zu $\omega = \gamma c$, worin γ das specif. Gewicht des betreffenden Körpers bedeutet und c die specifische Wärme für die Gewichtseinheit vorstellt.

Bezeichnet G das Gewicht eines beliebigen Körpers von der specifischen Wärme c, so sind, damit dessen Temperatur um t^0 erhöht werde, also

$$W = Gct \text{ Wärmeeinheiten} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (18)$$

erforderlich.

Um die specifische Wärme verschiedener Stoffe auszumitteln, hat man mehrere Methoden, insbesondere die Mischungs-, die Schmelz- und die Abkühlungsmethode in Anwendung gebracht. Bei der Mischungsmethode bringt man den zuvor auf eine bestimmte Temperatur erwärmten Körper, dessen Gewicht G_1 bestimmt wurde, in ein Wasserbad von gleichfalls bekanntem Gewichte G_2 und bestimmter Temperatur. Das Gemisch nimmt nach kurzer Zeit eine gemeinschaftliche Temperatur an, indem die von dem erwärmten Körper abgegebene Wärmemenge von dem Wasser aufgenommen und zur Erhöhung von dessen Temperatur verwendet wird. Ist nun t_1^0 die Temperaturabnahme des Körpers, dessen zu ermittelnde specifische Wärme mit c bezeichnet sei und wird die Temperatur des Wasserbades um t_2^0 erhöht, so hat man:

$$G_1 c t_1 = G_2 t_2,$$

und daher die gesuchte specifische Wärme

$$c = \frac{G_2 t_2}{G_1 t_1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (19)$$

Die Schmelzmethode besteht darin, daß man den zu untersuchenden Körper vom Gewichte G_1 und der Temperatur t in Eis von 0° einhüllt und die Menge Wassers G_2 ermittelt, welche durch die Wärmeabgabe des Körpers gebildet

ist, wenn dessen Temperatur ebenfalls 0° geworden ist. Da nun, wie in dem Folgenden noch näher angegeben werden wird, jedes Kilogramm Eis von Null Grad 79 Wärmeeinheiten gebraucht, um in Wasser von Null Grad verwandelt zu werden, so hat man:

$$G_1 c t = 79\, G_2,$$

und daher

$$c = \frac{79\, G_2}{G_1 t} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (20)$$

Was endlich die Abkühlungsmethode anlangt, so umgiebt man hier den erwärmten Körper mit einer Metallhülle, hängt ihn so in ein luftleeres Gefäß, welches mit Wasser von constanter Temperatur umgeben ist und beobachtet die Zeit, innerhalb welcher der Körper um eine gewisse, durch ein eingesetztes Thermometer angezeigte Temperatur sinkt. Sind für zwei Körper von den Gewichten G_1 und G_2 bei gleichen Abkühlungsflächen die Abkühlungszeiten z_1 und z_2 und die specifischen Wärmen c_1 und c_2, so hat man:

$$\frac{z_1}{z_2} = \frac{c_1 G_1}{c_2 G_2}$$

und daher das Verhältniß:

$$\frac{c_2}{c_1} = \frac{G_1 z_2}{G_2 z_1} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (21)$$

Beispiel. Welche Wärmemenge ist nöthig, um einen eisernen Kessel von 2500 kg Gewicht, welcher mit 15000 kg Wasser angefüllt ist, von 10 bis 100° zu erwärmen? Das Wasserquantum erfordert die Wärmemenge

$$W = Gt = 15000\,.(100 - 10) = 15000\,.\,90 = 1350000 \text{ Cal.};$$

die Eisenmasse aber nimmt, da die specifische Wärme des Eisens nur 0,11 ist, die Wärmemenge $W_1 = G_1 c t = 2500\,.\,0{,}11\,.\,90 = 24750$ Cal. in Anspruch, beide erfordern also zusammen: $1350000 + 24750 = 1374750$ Cal.

Anmerkung. Mit Hülfe der specifischen Wärme läßt sich auch umgekehrt durch Abkühlung im Wasser die Temperatur eines heißen Körpers ermitteln, indem man die obige Formel der Mischungsmethode in Anwendung bringt, und

$$t_1 = \frac{G_2 t_2}{G_1 c}$$

setzt. Wenn z. B. ein heißer Messingkörper von 15 kg Gewicht in 80 kg Wasser von 10° Wärme gebracht und dadurch die Temperatur des letztern auf 16° gesteigert wird, so hat man die anfängliche Temperatur des Messings, da dessen specifische Wärme gleich 0,0939 ist,

$$t_1 = 16^0 + \frac{G_2 t_2}{G_1 c} = 16^0 + \frac{80\,.\,6^0}{0{,}0939\,.\,15} = 16^0 + \frac{480^0}{1{,}4085} = 357^0$$

zu setzen.

Pouillet fand auf diese Weise die Temperatur des schmelzenden Eisens zu 1500 bis 1600°.

Laplace und Lavoisier haben sich bei der Ausmittelung der specifischen Wärme verschiedener Körper der Schmelzmethode, Dulong und

Petit aber der Abkühlungsmethode, Pouillet, und in der neuesten Zeit auch Regnault, haben sich der, wie es scheint, sichererern Mischungsmethode bedient. In Folgendem sind die auf diese Weise erhaltenen specifischen Wärmen von einigen der für die Technik wichtigsten Körper aufgeführt.

Eisen	0,11379	nach Regnault,	0,1100	nach Dulong u. Petit
Zink	0,09555	„ „	0,0927	„ „ „ „
Kupfer	0,09515	„ „	0,0949	„ „ „ „
Messing	0,09391	„ „		„ „ „ „
Silber	0,05701	„ „	0,0557	„ „ „ „
Blei	0,03140	„ „	0,0293	„ „ „ „
Wismuth	0,03084	„ „	0,0288	„ „ „ „
Antimon	0,05077	„ „	0,0507	„ „ „ „
Zinn	0,05623	„ „	0,0514	„ „ „ „
Platin	0,03243	„ „	0,0314	„ „ „ „
Gold	0,03244	„ „	0,0298	„ „ „ „
Schwefel	0,20259	„ „	0,1880	„ „ „ „
Kohle	0,24111	„ „		
Koaks	0,20307	„ „		
Graphit	0,20187	„ „		
Marmor	0,20989	„ „		
Ungelöschter Kalk	0,2169	nach Lavoisier und Laplace,		
Alkohol	0,700	(von 0,81 specif. Gewicht) nach Dalton,		
Eichenholz	0,570	nach Mayer,		
Glas	0,19768	„ Regnault,		
Quecksilber	0,03332	„ „		
Terpentinöl	0,42593	„ „		

Uebrigens ist die specifische Wärme einer und derselben Materie nicht ganz constant, sondern sie wächst, wenn die Dichtigkeit des Körpers abnimmt, und nimmt auch etwas zu, wenn die Temperatur der Körper sehr groß wird und sich dem Siedepunkte sehr nähert. So ist die mittlere specifische Wärme nach Dulong und Petit für

Eisen,	zwischen 0 u. 100°, = 0,1098,	zwischen 0 u. 300° aber,	= 0,1218,
Quecksilber	„ „ = 0,0330,	„ „ „	= 0,0350,
Zink	„ „ = 0,0927,	„ „ „	= 0,1015,
Kupfer	„ „ = 0,0947,	„ „ „	= 0,1013,
Platin	„ „ = 0,0335,	„ „ „	= 0,0355,
Glas	„ „ = 0,1770,	„ „ „	= 0,190.

Anmerkung. Sehr merkwürdig ist die zuerst von Dulong und Petit aufgefundene und neuerlich durch Regnault mehr begründete Beziehung zwischen der specifischen Wärme und dem Atomgewichte eines und desselben Stoffes. Es ist nämlich das Product aus den Zahlen, wodurch man die specifische Wärme und das Atomgewicht ausdrückt, für die metallischen Elemente nahezu von derselben Größe, wie die folgende Zusammenstellung zeigt.

Körper	Atomgewicht	Spec. Wärme	Atomwärme
Eisen	56	0,1138	6,37
Kupfer	63,4	0,0949	6,02
Silber	108	0,0570	6,16
Platin	197,4	0,0325	6,42
Zinn	118	0,0548	6,46
Zink	65,2	0,0956	6,23
Blei	207	0,0314	6,50

Danach scheint die specifische Wärme der Metalle ihrem Atomgewichte umgekehrt proportional zu sein, welches Gesetz in der Regel dahin ausgesprochen wird, daß die Atomwärme aller einfachen Stoffe gleich groß sei, wenn man unter der Atomwärme das besagte Produkt, d. h. diejenige Wärmemenge versteht, welche erfordert wird, um die dem Atomgewichte entsprechende Menge des Stoffes um 1° C. zu erwärmen.

Die specifische Wärme der Gase wird mit einem Wassercalorimeter bestimmt, durch welches man die in Hinsicht auf Temperatur und Expansivkraft genau untersuchten Gasarten hindurchströmen läßt. Hierbei beobachtet man entweder die in Folge der Abkühlung der Gasart entstandene Temperaturzunahme des übrigens genau gewogenen Kühlwassers, oder man setzt den Versuch so lange fort, bis das Kühlwasser eine constante Temperatur angenommen hat, so daß ebenso viel Wärme nach außen fortgeht, als dem Wasser durch die Gasart zugeführt wird, und beobachtet den Temperaturüberschuß des Wassers über die äußere Umgebung. Strömen nun in gleichen Zeiten gleiche Gasvolumina durch das Calorimeter, so lassen sich die specifischen Wärmen der verschiedenen Gasarten den beobachteten Temperaturdifferenzen proportional setzen. §. 213.

Nach Regnault's Bestimmungen sind die Werthe für die specifische Wärme der Gase folgende:

Namen der Gase und Dämpfe	Specifische Wärme		Dichtigkeit
	nach Gewicht	nach Volumen	
Atmosphärische Luft	0,2375	0,2375	1,0000
Sauerstoff	0,2175	0,2405	1,1056
Stickstoff	0,2440	0,2370	0,9713
Wasserstoff	3,4090	0,2359	0,0692
Kohlensäure (von 10 bis 100°)	0,2164	0,3096	1,5290
Kohlenoxyd	0,2470	0,2389	0,9673
Wasserdampf	0,4750	0,2966	0,6210

Man hat übrigens bei den Gasen und Dämpfen die *specifische Wärme bei constantem Drucke* und die bei *constantem Volumen* von einander zu unterscheiden. Der Grund hiervon liegt in der Erwärmung und Abkühlung der Körper, welche dieselben beim Zusammendrücken und Ausdehnen erleiden. Diese Temperaturveränderung tritt bei den Gasen besonders hervor, weil dieselben in sehr verschiedenen Zuständen der Dichtigkeit vorkommen. Hat ein Luftquantum bei unveränderlichem Drucke durch eine kleine Temperaturerhöhung von τ^0 ein größeres Volumen angenommen und wird nun dasselbe durch Zusammendrücken auf das erste Volumen zurückgeführt, so erleidet es einen zweiten kleinen Temperaturzuwachs τ_1^0, ohne daß mehr Wärme hinzugetreten ist, es hat also nun bei *demselben Volumen* die Luftmasse die Temperaturzunahme $\tau + \tau_1$ erfahren, während sie bei constantem Drucke nur diejenige τ erlitt. Hiernach ist nun auch die specifische Wärme c_p bei constantem Drucke größer, als die specifische Wärme c_v bei constantem Volumen, und zwar ist $c_p \tau = c_v (\tau + \tau_1)$, daher

$$\varkappa = \frac{c_p}{c_v} = \frac{\tau + \tau_1}{\tau} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (22)$$

das *Verhältniß der specifischen Wärme bei gleichem Drucke zu der bei gleichem Volumen.*

Die mit Rücksicht auf das vorstehend angegebene Verhalten angestellten Versuche haben für das Verhältniß $\varkappa = \frac{c_p}{c_v}$ für atmosphärische Luft nahezu übereinstimmende Werthe ergeben. So fand *Masson* $\varkappa = 1{,}419$, *Hirn* 1,3845, *Weisbach* 1,4025. Nach den Versuchen über die Schallgeschwindigkeit fanden *Moll* und *van Beek* $\varkappa = 1{,}410$, welcher letztere Werth meistentheils den Rechnungen zu Grunde gelegt wird. Demgemäß erhält man mit dem von *Regnault* für c_p gefundenen Werthe von

$$c_p = 0{,}2375$$

und dem Verhältnisse

$$\varkappa = \frac{c_p}{c_v} = 1{,}410$$

für die specifische Wärme bei constantem Volumen

$$c_v = 0{,}1684.$$

In welcher Weise die Versuche zur Bestimmung von $\varkappa$ angestellt werden können, wird sich aus den späteren Ermittelungen ergeben.

§. 214. **Schmelzen.** Sehr viele feste Körper, namentlich die Metalle, gehen bei einer gewissen Temperatur, welche man ihren *Schmelzpunkt* nennt, in den *flüssigen* Zustand über, während sie umgekehrt durch Abkühlung unter diese Temperatur wieder zum *Erstarren* gebracht werden. Man beob-

achtet immer, daß während des Schmelzens die zugeführte Wärme keinerlei Temperaturerhöhung hervorruft und muß daher annehmen, daß während des Schmelzens die zugeführte Wärme nicht zur Vergrößerung der Schwingungsgeschwindigkeit, sondern zur Verrichtung der mechanischen Arbeit verwendet wird, welche zur Veränderung des Aggregatzustandes erfordert wird. Man nennt daher die hierzu erforderliche Wärmemenge wohl die latente Wärme, weil sie im Gegensatze zu der durch das Thermometer angezeigten sensibeln Wärme gewissermaßen in dem Körper verborgen enthalten ist. Beim Erstarren der Flüssigkeit kommt diese Wärme wieder zum Vorschein, was man sich so vorzustellen hat, daß die zwischen den einzelnen Atomen anziehend wirkenden Kräfte, welche beim Schmelzen überwunden werden mußten, daher eine gewisse Arbeit oder Wärme erforderten, beim erfolgenden Erstarren genau dieselbe Arbeit wieder ausüben, und daß diese Arbeit in Wärme umgesetzt wird.

Die zum Schmelzen erforderliche, durch die latente Wärme dargestellte Arbeit hat man sich im Allgemeinen aus zwei Ursachen herrührend zu denken. Es müssen nämlich einmal die zwischen den Atomen wirkenden, anziehend zu denkenden Kräfte überwunden werden, und ferner muß bei denjenigen Körpern, welche beim Schmelzen ihr Volumen vergrößern, der äußere Druck bewältigt werden, indem die Körpertheile zu dieser Volumenvergrößerung sich Raum schaffen müssen. Eine solche Volumenvergrößerung beim Schmelzen oder Zusammenziehung beim Erstarren findet, wenn auch meist nur in geringem Maße, bei vielen Metallen, wie Quecksilber, Blei, Silber ꝛc. statt, doch zeigt sich auch bei einzelnen, wie z. B. beim Gußeisen, das entgegengesetzte Verhalten einer Zusammenziehung beim Schmelzen und daher einer Ausdehnung beim Erstarren, wie die einfache Beobachtung lehrt, daß feste Gußeisenstücke auf flüssigem Eisen schwimmen. Ganz besonders deutlich tritt diese Erscheinung beim Gefrieren des Wassers auf, wobei, da das specif. Gewicht des Eises etwa 0,92 beträgt, beim Erstarren eine Volumenvergrößerung im Verhältniß von 92 : 100 eingetreten sein muß, während andererseits beim Schmelzen des Eises eine Zusammenziehung stattfindet. In diesem Falle ist also beim Schmelzen des Eises eine besondere Arbeit zur Ueberwindung des äußern Druckes nicht in Form von Wärme aufzuwenden, im Gegentheil verrichtet dieser Druck eine Arbeit, welche die Verflüssigung des Eises begünstigt. Diese Ansicht ist durch den Versuch Thomson's bestätigt, wonach Eisstücke durch Vergrößerung des auf sie wirkenden Druckes schon bei Temperaturen zum Schmelzen gebracht werden, welche merklich unter dem gewöhnlichen Schmelz- oder Gefrierpunkte des Wassers liegen (0,007° C. für jede Atmosphäre). Dagegen wird man annehmen müssen, daß alle diejenigen Körper, welche sich beim Schmelzen ausdehnen, unter vergrößertem äußerm Drucke ihren Schmelzpunkt erhöhen, weil zur Ueber-

windung des größern Druckes natürlich auch eine größere mechanische Arbeit aufzuwenden ist. Durch Versuche wird sich dies kaum feststellen lassen, da die Volumenvergrößerung beim Schmelzen immer nur sehr gering, und daher die hierbei zur Ueberwindung des äußern Druckes auszuübende Arbeit auch nur entsprechend klein ist. Dagegen ist bei der Verdampfung der Flüssigkeiten, d. h. bei dem Uebergange derselben in den gasförmigen Zustand, womit immer eine außerordentliche Volumenvergrößerung verbunden ist, der Temperaturgrad dieses Verdampfens oder der Siedepunkt der Flüssigkeit wesentlich abhängig von der Größe des äußern Druckes, wie dies weiter unten, wo von den Dämpfen gehandelt wird, näher angeführt werden soll.

In Folgendem sind die Schmelzpunkte (oder Gefrierpunkte) der vorzüglichsten Körper angegeben.

Platin	bei	+ 2500° C.		Blei	bei	+ 330° C.
Schmiedeeisen	„	+ 1500 bis 1600° C.		Wismuth . . .	„	+ 260
Stahl	„	+ 1300	„ 1400	Zinn	„	+ 230
Gußeisen . . .	„	+ 1050	„ 1200	Schwefel . . .	„	+ 109
Gold	„	+ 1100	„ 1200	Gelbes Wachs	„	+ 61
Kupfer	„	+ 1100	„ 1200	Phosphor . .	„	+ 43
Silber	„	+ 1000		Seife	„	+ 33
Bronze	„	+ 900		Eis	„	+ 0
Antimon . . .	„	+ 500		Terpentinöl .	„	— 10
Zink	„	+ 400		Quecksilber . .	„	— 39

Anmerkung 1. Beim Glühen des Eisens ergeben sich, nach Pouillet, folgende Temperaturen:

Anfangendes Rothglühen	525° C.
Dunkles Rothglühen	700
Anfangendes Kirschrothglühen	800
Kirschrothglühen	900
Helles Kirschrothglühen	1000
Dunkles Orangeglühen	1100
Helles Orangeglühen	1200
Weißglühen	1300
Helles Weißglühen	1400
Blendendes Weißglühen	1500

Anmerkung 2. Durch Legirungen von Metallen kann man sich eine Stufenleiter der Schmelzbarkeit verfertigen und diese zu pyrometrischen Untersuchungen gebrauchen. Niedrige Temperaturen lassen sich durch die Schmelzpunkte der Compositionen von Blei, Zinn und Wismuth bestimmen, zur Ausmittelung hoher Temperaturen bedient man sich aber, nach Prinsep, Saussure und Plattner, der Legirungen von Platin und Gold.

Die Legirung von 1 Thl. Blei, 1 Thl. Zinn u. 4 Thln. Wismuth schmilzt bei 94°, Rose's Metall

oder Legirung	„ 5 „	„ 3 „	„ „ 8 „	„ „ „ 100
ebenso auch . . .	„ 2 „	„ 3 „	„ „ 5 „	„ „ „ 100
ferner	„ 1 „	„ 4 „	„ „ 5 „	„ „ „ 118,9
	„ 1 „	„ — „	„ „ 1 „	„ „ „ 141,2
	„ 1 „	„ 1 „	„ „ — „	„ „ „ 241
	„ — „	„ 2 „	„ „ 1 „	„ „ „ 167,7
	„ 1 „	„ 3 „	„ „ — „	„ „ „ 167,7
	„ — „	„ 3 „	„ „ 1 „	„ „ „ 200.

Man sieht, daß diese Compositionen leichter schmelzbar sind, als die einfachen Metalle. Bei den Legirungen aus Platin und Gold ist jedoch das Verhältniß anders; eine solche Legirung ist um so strengflüssiger als Gold, je mehr sie Platin in sich enthält, weshalb man aus dem Mischungsverhältnisse der die Composition bildenden Metalle im Voraus die Schmelzpunkte derselben bestimmen kann (siehe „Merbach, Die Anwendung der erwärmten Gebläseluft im Gebiete der Metallurgie, Leipzig 1840“).

Das Meerwasser gefriert wegen seines Salzgehaltes erst bei — 2,5°.

Ueber Schmelzpunkte und über die zur Bildung feuerflüssiger Verbindungen nöthigen Temperaturen handelt Schinz in Dingler's Journal, Bd. 182, Heft 3.

Beim Schmelzen fester Körper, sowie beim Gefrieren oder Festwerden flüssiger Körper treten, wie schon bemerkt, in der Regel Dichtigkeitsveränderungen ein. Z. B. dehnt sich das Wasser beim Gefrieren um $1/_{13}$ seines Volumens aus, und bildet nun Eis vom specifischen Gewichte 0,92. Die Kraft, mit welcher diese Ausdehnung erfolgt, ist so groß, daß sich durch dieselbe Geschützkugeln zersprengen lassen. Die meisten Metalle, wie Quecksilber, Blei, Zink, Silber u. s. w., ziehen sich beim Festwerden zusammen, manche, wie z. B. Wismuth und Gußeisen, dehnen sich hierbei aus, welches Verhalten das Gußeisen besonders zur Erlangung scharfer Gußgegenstände geeignet macht, insofern das erstarrende Metall vermöge seiner Ausdehnung die Gußformen vollkommen erfüllt.

Für die Technik ist auch das Schwinden der Metalle, oder deren Zusammenziehung nach dem Gusse von Wichtigkeit (siehe Karmarsch's Abhandlung hierüber im XIX. Bande [1837] der Jahrbücher des polytechn. Instituts in Wien). Diese Volumenveränderung hängt jedenfalls von dem Zusammenziehen oder Ausdehnen beim Erstarren und vom Zusammenziehen beim Erkalten zugleich ab; je nachdem die Veränderungen gleich oder entgegengesetzt wirken, fällt das Schwinden größer oder kleiner aus.

Für die Längeneinheit ist das Schwinden

beim Gußeisen = $1/_{95}$ bis $1/_{98}$,
„ Messing = $1/_{60}$ bis $1/_{65}$,
„ Glockenmetall (100 Kupfer + 18 Zinn) = $1/_{63}$,
„ Kanonenmetall (100 Kupfer + $12^1/_2$ Zinn) = $1/_{130}$ bis $1/_{189}$,
„ Zink = $1/_{80}$,
„ Blei = $1/_{92}$,
„ Zinn = $1/_{147}$ und
„ Wismuth = $1/_{265}$.

Bringt man 1 kg Eis von 0° mit 1 kg Wasser von 79° zusammen, so wird das Eis vollständig geschmolzen und man erhält 2 kg Wasser von 0°. Man hat daher die latente Wärme des Wassers, welche beim Schmelzen des Eises gebunden wurde, zu 79 Wärmeeinheiten anzunehmen. Die neuesten Versuche von Provostaye und Desains, sowie auch die von Regnault*) geben die latente Wärme des Wassers zu 79,0 W.-E. an; die Angaben über latente Wärme der Metalle sind dagegen sehr unsicher. Hassenfratz giebt sie für Quecksilber zu 86²/₃, Irvine für Blei zu 90, Rudberg dagegen 5,858 an u. s. w. Das Binden von Wärme beim Uebergange eines festen Körpers in einen flüssigen kommt außer beim Schmelzen auch beim Auflösen, z. B. des Zuckers im Thee und insbesondere bei Darstellung von sogenannten Kältemischungen vor. So giebt z. B. 1 Thl. Kochsalz mit 5 Thln. Schnee von 0° vermischt eine flüssige Salzlösung von — 17,7° C. oder den Nullpunkt der Fahrenheit'schen Scala. Eine Mischung von 3 Thln. salzsaurem Kalk und 2 Thln. Schnee geht ferner aus 0° in — 28° über u. s. w.

§. 215. **Mechanisches Wärmeäquivalent.** Bereits in §. 196 wurde angedeutet, daß durch zahlreiche genaue Versuche eine bestimmte Aequivalenz zwischen mechanischer Arbeit und Wärme festgestellt worden sei. Solche Versuche wurden zuerst von Rumford angestellt, welcher die Wärme, die ein stumpfer Bohrer beim Bohren eines Kanonenrohrs erzeugte, dazu benutzte, um Wasser von einer anfänglichen Temperatur von 16,7° bis zum Kochen zu erhitzen. Ebenso wies Davy durch den Versuch nach, daß zwei Eisstücke von 0° durch gegenseitiges Reiben im luftleeren Raume zum Schmelzen gebracht werden können, wobei die zur Ueberwindung der Reibung aufgewendete mechanische Arbeit in die zum Schmelzen des Eises nothwendige latente Wärme sich verwandelt. Mayer, welcher Wasser durch Schütteln in einem Gefäße erwärmte, sprach zuerst bestimmt die Ansicht aus, daß die durch Arbeitsverrichtung erzeugte Wärmemenge dem Betrage der aufgewendeten mechanischen Arbeit proportional sein müsse, und daß daher die eine Form der Energie durch die andere gemessen werden könne. Auch berechnete Mayer die Größe der einer Wärmeeinheit entsprechenden mechanischen Arbeit aus der Verschiedenheit der specifischen Wärme der Gase c_v bei constantem Volumen und c_p bei constantem Drucke, und wenn der von ihm berechnete Werth eine Abweichung zeigt von den später durch genaue Versuche übereinstimmend gefundenen, so ist der Grund dafür darin zu suchen, daß die der Rechnung zu Grunde zu legenden specifischen Wärmen c_v und c_p zu jener Zeit noch nicht genügend genau festgestellt waren.

---

*) S. Annal. de chimie et de physique, Sect. III, Tome VIII.

Die umfassendsten Versuche zur Ermittelung des Arbeitsbetrages, welcher einer Wärmeeinheit entspricht, sind von Joule*) angestellt. Diese schönen Versuche, welche in der verschiedensten Weise ausgeführt wurden, führten sämmtlich fast genau zu demselben Resultate.

Ohne auf diese Versuche hier im Besondern einzugehen, indem in dieser Hinsicht auf die Abhandlungen von Joule verwiesen werden muß, sei nur erwähnt, daß zunächst die erwärmende Wirkung ermittelt wurde, welche durch die drehende Bewegung eines Elektromagneten zwischen den Polen eines andern solchen erzielt wird. Ebenso wurde die mit der Verdichtung von Luft verbundene Wärmeentwickelung gemessen und mit der zu dieser Verdichtung aufgewendeten Arbeit verglichen. Dasselbe geschah hinsichtlich der Wärmeentwickelung durch Rühren von Flüssigkeiten, wie Wasser und Quecksilber, sowie durch die Reibung von gußeisernen Scheiben, welche, mit bestimmter Kraft gegen einander gepreßt, in schnelle Umdrehung versetzt wurden. Aus allen diesen Versuchen ergab sich, daß durch eine mechanische Arbeit von 424 Meterkilogrammen eine Wärmeeinheit erzeugt wurde, in welcher Art auch diese Wärme hervorgerufen wurde. Fast genau denselben Werth fand auch Hirn, indem er zwei schwere, pendelnd aufgehängte Blöcke gegen einander stoßen ließ und den Stoßeffect zur Comprimirung eines hohlen Bleicylinders benutzte, welcher zwischen die Stoßflächen eingeschaltet war. Die mit der Zusammendrückung des Bleicylinders verbundene Erwärmung desselben lieferte im Vergleiche mit der durch den Stoß aufgezehrten Arbeit den Werth von 425 mkg als das Aequivalent einer Wärmeeinheit. Da man nun auch zu demselben Werthe durch Rechnung, unter Zugrundelegung des beobachteten Verhältnisses $\varkappa = \frac{c_p}{c_v} = 1{,}410$ gelangt, so nimmt man heute allgemein das mechanische Wärmeäquivalent oder genauer das Arbeitsäquivalent der Wärmeeinheit zu 424 mkg an, d. h. man nimmt an, daß eine mechanische Arbeit von 424 mkg immer genau eine Wärmeeinheit hervorzubringen vermag.

Ebenso hat man auch durch Versuche festgestellt, daß umgekehrt bei einer Verrichtung von mechanischer Arbeit stets genau eine Wärmeeinheit verschwindet, wenn 424 mkg Arbeit geleistet werden, so daß hier auch 1 Meterkilogramm mit $^1/_{424}$ Wärmeeinheiten gleichwerthig ist. — Man nennt daher wohl diesen Werth $A = \frac{1}{424}$ das Wärmeäquivalent der Arbeitseinheit und es gilt für das mechanische Wärmeäquivalent die Gleichung:

$$\frac{1}{A} = 424 \text{ mkg} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (23)$$

*) S. Das mechanische Wärmeäquivalent, gesammelte Abhandlungen von J. P. Joule, übersetzt von J. W. Spengel. Braunschweig 1872.

Bezeichnet man allgemein mit Q eine Wärmemenge und mit L eine mechanische Leistung, so hat man zwischen beiden die Beziehungen:

$$L = \frac{Q}{A} \quad \text{oder} \quad Q = AL \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (24)$$

Unter den zur Ermittelung des Wärmeäquivalents der Arbeitseinheit angestellten Versuchen verdient besonders der von Hirn angestellte erwähnt zu werden. Letzterer ermittelte bei einer großen Dampfmaschine während einer gewissen Zeit nicht nur dynamometrisch die geleistete Arbeit L, sondern auch das in dieser Zeit im Kessel verdampfte Wasser. Da nun, wie aus dem Folgenden ersichtlich werden wird, aus der Spannung des verwendeten Dampfes die von demselben in die Dampfmaschine hinein genommene Wärmemenge Q_1 und aus der Menge des Einspritzwassers, sowie der Temperatur des Condensators die aus der Dampfmaschine herausgeführte Wärme Q_2 bestimmt werden konnte, so fand sich die verschwundene Wärmemenge $Q_1 - Q_2$, welche in die Arbeit L verwandelt worden war. Das Mittel aus verschiedenen Versuchen ergab für $\frac{1}{A}$ den Werth 413, und es dürfte die Abweichung von dem oben angeführten allgemein angenommenen Werthe von 424 genügend durch die Unsicherheit erklärbar sein, mit welcher die Bestimmung der verschiedentlichen Verluste an Wärme sowohl wie an Kraft bei diesen Versuchen verbunden sein mußte.

§. 216. **Erster Hauptsatz der mechanischen Wärmetheorie.** Es wurde schon in §. 197 angegeben, daß die Zuführung einer gewissen Wärmemenge zu irgend einem Körper im Allgemeinen zwei Wirkungen hervorbringt, indem dadurch erstens die innere Arbeit vergrößert und zweitens eine gewisse äußere Arbeit dadurch verrichtet wird, daß bei der erfolgenden Ausdehnung des Körpers der auf demselben lastende äußere Druck in gewissem Betrage überwunden wird. Da nach dem Vorstehenden jeder erzeugten Arbeit L eine gewisse Wärmemenge $Q = AL$ äquivalent ist, so erhält man für irgend einen Körper, welchem die unendlich kleine Wärmemenge ∂Q von außen zugeführt wird, die Beziehung

$$(\mathrm{I^a}) \qquad \partial Q = A(\partial U + \partial L) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (25)$$

worin ∂U den Zuwachs der innern Arbeit und ∂L die in Folge der stattgehabten Wärmezufuhr verrichtete äußere Arbeit bedeutet.

Was die innere Arbeit anbetrifft, welche nach dem früher Bemerkten als aus zwei Theilen, der kinetischen Energie oder Schwingungsarbeit und der vermöge der Lage der einzelnen Körpertheilchen zu einander vorhandenen potentiellen Energie, zusammengesetzt zu denken ist, so läßt sich darüber Folgendes bemerken.

Denkt man sich irgend einen Körper aus beliebigem Material und von bestimmtem Gewichte, als welches hier und in der Folge immer 1 kg angenommen werden soll, so sind für den jeweiligen Zustand, in welchem dieser Körper sich befindet, hauptsächlich drei Größen maßgebend, nämlich sein Volumen v, seine Temperatur t und der Druck p, welcher auf jede Quadrateinheit seiner Oberfläche senkrecht zu dieser von außen her auf ihn ausgeübt wird, und welchem Drucke der Körper überall eine gleiche und entgegengerichtete Reaction entgegensetzt. Diese drei Größen v, p und t stehen nun aber zu einander in solchem Abhängigkeitsverhältnisse, daß jede einzelne von ihnen vollständig bestimmt ist, wenn die beiden anderen gegeben sind. Am einfachsten erkennt man dies durch die Betrachtung eines gasförmigen Körpers, z. B. der atmosphärischen Luft. Setzt man z. B. 1 kg atmosphärische Luft von einer bestimmten Spannung p, etwa gleich 0,760 m Quecksilbersäule und von einer bestimmten Temperatur t, etwa gleich 0° C. voraus, so ist das Volumen ein ganz bestimmtes, nämlich $v = 0{,}77328$ cbm. Ebenso wird diese Luftmenge, wenn ihr ein anderes Volumen und eine andere Pressung gegeben wird, sich in diesem Zustande nur bei einer ganz bestimmten Temperatur befinden können, welche nach dem Mariotte'schen und Gay-Lussac'schen Gesetze leicht ermittelt werden kann. Es ist auch zu erkennen, daß eine bestimmte Abhängigkeit zwischen Volumen, Druck und Temperatur nicht nur bei Luft und anderen Gasen, sondern bei allen uns bekannten Körpern vorhanden ist, wenn uns auch das Gesetz dieser Abhängigkeit nicht bekannt ist. Demgemäß wird man ganz allgemein die Temperatur t eines Körpers in irgend einem Zustande desselben als eine Größe zu betrachten haben, welche nur von dem Volumen v und dem Drucke p in diesem Zustande abhängt, d. h. man kann setzen:

$$t = f(v, p) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (26)$$

Da nun die in einem Körper vorhandene innere Arbeit jedenfalls von seiner Temperatur abhängt, so muß auch diese innere Arbeit U eine Function von v und p sein, d. h. man hat

$$U = F(v, p) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (27)$$

worin der Charakter der Function F vorläufig noch ganz gleichgültig sein mag.

Es ist daher auch klar, daß die innere Arbeit U sich verändern kann, entweder durch eine Veränderung von v allein, oder durch eine solche von p allein, oder durch beide zugleich, und man hat daher nach der Bezeichnung der Differentialrechnung

$$\partial U = \frac{\partial U}{\partial p}\partial p + \frac{\partial U}{\partial v}\partial v = X\partial p + Z\partial v \quad . \quad . \quad . \quad (28)$$

wenn man behufs einfacherer Bezeichnung die partiellen Differentialquotienten

$$\frac{\partial U}{\partial p} = X \qquad (29)$$

und

$$\frac{\partial U}{\partial v} = Z \qquad (30)$$

setzt. Offenbar besteht dann zwischen den letzteren beiden Größen die Beziehung:

$$\frac{\partial X}{\partial v} = \frac{\partial Z}{\partial p} = \frac{\partial U}{\partial v \partial p} \qquad (31)$$

Die äußere Arbeit ∂L, welche in Folge der Ausdehnung des Körpervolumens um ∂v geleistet wird, bestimmt sich ferner zu

$$\partial L = p \partial v \qquad (32)$$

wovon man sich am einfachsten überzeugt, wenn man zunächst einen gasförmigen Körper voraussetzt, welcher ein cylindrisches Volumen vom Querschnitte gleich F habeu möge, das durch einen Kolben abgeschlossen sein mag, der von außen einer specifischen Belastung p unterworfen ist. Verschiebt sich bei der Ausdehnung des Gases um ∂v der Kolben um eine gewisse Strecke λ, so daß also $F\lambda = \partial v$ ist, so hat man die hierbei verrichtete äußere Arbeit gleich $\partial L = Fp\lambda = p\partial v$, wie angegeben. Es ist aber leicht zu erkennen, daß diese Gleichung auch für jeden beliebigen andern Körper gilt.

Mit den gefundenen Werthen von ∂U und ∂L geht nunmehr die Gleichung (25) über in

$$(\mathrm{I^b}) \qquad \partial Q = A\,(\partial U + \partial L) = A\,(X\partial p + Z\partial v + p\partial v)$$
$$= A\,(X\partial p + Y\partial v) \qquad (33)$$

wenn man

$$Z + p = Y \qquad (34)$$

setzt. Die Differentiation dieser letztern Gleichung nach p liefert

$$\frac{\partial Z}{\partial p} + 1 = \frac{\partial Y}{\partial p} \qquad (35)$$

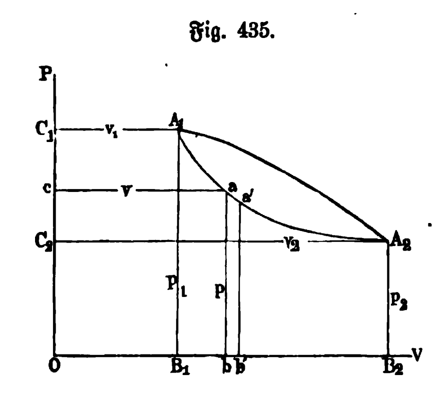
und durch Einführung von $\frac{\partial X}{\partial v}$ für $\frac{\partial Z}{\partial p}$ nach (31) erhält man

$$(\mathrm{I}) \qquad \frac{\partial Y}{\partial p} - \frac{\partial X}{\partial v} = 1,$$

welche Gleichung für alle Körper gilt und in der Regel als die erste Hauptgleichung der mechanischen Wärmetheorie bezeichnet wird. In dieser Gleichung sind X und Y noch unbekannte Functionen von p und v, deren Bestimmung im Folgenden zunächst für Gase geschehen soll.

Ueber die vorstehenden Gleichungen lassen sich noch folgende Bemerkungen machen. In der Gleichung (33) bedeutet ∂Q die unendlich kleine Wärmemenge, welche dem Körper zuzuführen ist, damit in einem gewissen Zustande $v_1 p_1$ desselben, d. h. für welchen sein Volumen die Größe v_1 und sein Druck diejenige p_1 hat, dieses Volumen um ∂v und dieser Druck um ∂p sich verändern. Es möge nun vorausgesetzt werden, daß durch wiederholte derartige unendlich kleine Veränderungen das Volumen v_1 in die Größe v_2 und der Druck p_1 in diejenige p_2 übergeführt werde. Die hierzu erforderliche Wärmemenge Q wird man dann erhalten durch Integration der Gleichung (33) zwischen den Grenzen v_1 und v_2 beziehungsweise p_1 und p_2. Nun erkennt man aber leicht, daß der Klammerausdruck $X \partial p + Y \partial v$ kein vollständiges Differential einer Function von p und v sein kann, denn wäre dies der Fall, so müßte $\frac{\partial X}{\partial v} = \frac{\partial Y}{\partial p}$ sein, was der Gleichung I widerspricht. Daher ist die Gleichung (33) auch nicht integrabel, so lange nur der Anfangszustand $v_1 p_1$ und der Endzustand $v_2 p_2$ des Körpers gegeben sind, mit anderen Worten, die Kenntniß dieser beiden Zustände allein genügt noch nicht zur Bestimmung der Wärmemenge, welche nöthig ist, um den einen Zustand in den andern überzuführen. Hierzu ist vielmehr noch eine Angabe über die Art und Weise nöthig, in welcher diese Ueberführung vor sich geht, und zwar deswegen, weil von dieser Art wesentlich die Größe der geleisteten äußern Arbeit L abhängig ist, während durch den Anfangs- und Endzustand nur die Veränderung der in dem Körper enthaltenen inneren Arbeit festgestellt ist, die während des Uebergangs verrichtete äußere Arbeit dagegen noch jeden beliebigen Werth haben kann.

Fig. 435.



Eine graphische Darstellung wird dieses Verhältniß erläutern. Es mögen hier und in der Folge die Volumina v eines Körpers vom Gewichte gleich einem Kilogramm als Abscissen auf einer Axe OV, Fig. 435, und dazu senkrecht parallel der Axe OP die Drucke p als Ordinaten aufgetragen werden, so daß die Punkte A_1 und A_2 zwei Zustände $v_1 p_1$ und $v_2 p_2$ dieses Körpers vorstellen. Denkt man sich während des Ueberganges des Körpers aus dem Zustande A_1 in denjenigen A_2 die Endpunkte aller Ordinaten durch eine fortlaufende Curve wie $A_1 a A_2$ verbunden, so ist leicht zu erkennen,

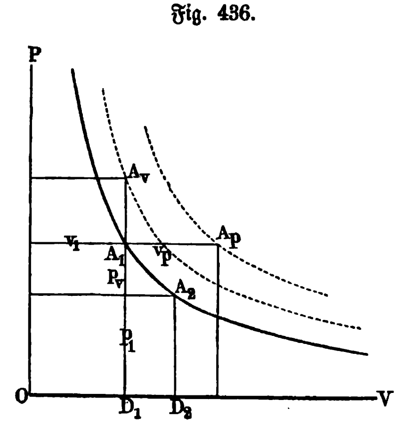
daß die Fläche $B_1 A_1 a A_2 B_2$ zwischen dieser Curve, der Abscissenaxe und den Endordinaten p_1 und p_2 ein Maß giebt für die während des Uebergangs verrichtete äußere Arbeit L. In irgend einem Punkte a nämlich der Curve, welcher den Zustand vp des Körpers darstellt, wird bei einer unendlich kleinen Ausdehnung um $bb' = \partial v$ eine Arbeit $p \partial v$ geleistet, welche durch das unendlich schmale Rechteck $abb'a'$ dargestellt wird, und die Summirung aller solcher zwischen A_1 und A_2 gelegenen Rechtecke ergiebt die Fläche $B_1 A_1 a A_2 B_2$ als das Maß für die während der Zustandsänderung von dem Körper verrichtete äußere Arbeit. Es möge im Folgenden für eine derartige Zustandsänderung eines Körpers, für welche eine Curve wie $A_1 a A_2$ die Veränderung des Druckes angiebt, in Kürze der Ausdruck gebraucht werden, der Körper bewege sich von einem Punkte A_1 nach einem andern A_2 auf dieser Curve $A_1 a A_2$. Nach dieser Betrachtung ist ohne Weiteres ersichtlich, daß die während eines solchen Ueberganges geleistete Arbeit ebenso unendlich viele verschiedene Werthe annehmen kann, als sich zwischen A_1 und A_2 unendlich viele verschiedene Curven angeben lassen, auf denen der Uebergang geschehen soll. Um daher in einem vorliegenden Falle die äußere Arbeit L und damit durch die Gleichung (33) die zu der Zustandsänderung erforderliche Wärmezufuhr Q zu bestimmen, muß zur Feststellung der betreffenden Curve noch eine weitere Bestimmung vorhanden sein, wie dies aus den folgenden Erörterungen noch näher ersichtlich werden wird.

§. 217. **Atmosphärische Luft.** Die im vorhergehenden Paragraphen gefundene erste Gleichung

$$\partial Q = A\,(X \partial p + Y \partial v) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (33)$$

soll zunächst auf Gase angewandt werden, als deren Repräsentanten die atmosphärische Luft gewählt werden möge, da dieselbe für die technischen Anwendungen von hervorragender Bedeutung ist. Die für Luft sich ergebenden Beziehungen werden sich leicht auch auf andere Gasarten ausdehnen lassen, wenn man die denselben eigenthümlichen constanten Werthe, wie z. B. die specifischen Gewichte, entsprechend berücksichtigt. Es sei daher wieder 1 kg Luft von einem Volumen v_1, einer Spannung p_1 und einer absoluten Temperatur

Fig. 436.



$$T_1 = 273 + t_1 = a + t_1$$

vorausgesetzt, und der Zustand dieser Luft durch den Punkt A_1 der Fig. 436 versinnlicht. Um die Function X der Gleichung (33) zu bestimmen, wird zunächst eine Aenderung des Zustandes unter Annahme eines gleichbleibenden Volumens v_1 vorausgesetzt, so daß der Körper aus dem Anfangszustande $v_1 p_1$ in A_1 zu dem Endzustande $v_1 p_v$ auf der Ordinate $A_1 A_v$ gelangt. Die Gleichung (33) geht dafür mit $\partial v = 0$ über in

$$\partial Q = AX \partial p \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (36)$$

Nun folgt aus Gleichung (15) in §. 210

$$pv = RT = R\,(a + t)$$

für ein constantes v durch Differentiation:

$$v \partial p = R \partial t \quad \text{oder} \quad \partial p = \frac{R}{v} \partial t,$$

und ferner ist die Wärmemenge ∂Q, welche zur Erwärmung von $G = 1$ kg Luft bei constantem Volumen um ∂t erfordert wird, nach §. 213 bestimmt durch

$$\partial Q = c_v \partial t,$$

wenn c_v die specifische Wärme der Luft bei constantem Volumen bezeichnet. Mit diesen Werthen ∂Q und ∂p geht (36) über in

$$c_v \partial t = AX \frac{R}{v} \partial t$$

woraus

$$X = \frac{c_v v}{AR} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (37)$$

folgt.

In gleicher Weise bestimmt sich Y, wenn man unter Annahme eines constanten Druckes, also mit $\partial p = 0$, die Gleichung (33)

$$\partial Q = AY \partial v \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (38)$$

schreibt, und ∂v aus (15) durch

$$p \partial v = R \partial t$$

zu

$$\partial v = \frac{R}{p} \partial t$$

entwickelt, sowie nunmehr

$$\partial Q = c_p \partial t$$

setzt.

Mit diesen Werthen erhält man aus (38)

$$c_p \partial t = AY \frac{R}{p} \partial t,$$

woraus

$$Y = \frac{c_p p}{AR} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (39)$$

folgt. In der Figur ist die Zustandsänderung unter constantem Drucke dadurch dargestellt, daß der Körper sich von A_1 nach A_p auf der horizontalen Geraden bewegt.

Führt man nun die für X und Y gefundenen Werthe in (33) ein, so nimmt diese Gleichung für Luft und überhaupt Gase die Form an:

$$\partial Q = A \left(\frac{c_v v}{AR} \partial p + \frac{c_p p}{AR} \partial v \right) = \frac{c_v}{R} (v \partial p + \varkappa p \partial v) \, . \quad (40)$$

wenn man das Verhältniß der specifischen Wärmen

$$\frac{c_p}{c_v} = \varkappa = 1{,}410$$

einführt (22).

Wenn man ferner aus (37)

$$\frac{\partial X}{\partial v} = \frac{c_v}{AR} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (41)$$

und aus (39)

$$\frac{\partial Y}{\partial p} = \frac{c_p}{AR} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (42)$$

in Gleichung I einführt, so geht diese für Luft in

$$c_p - c_v = AR = c_v (\varkappa - 1) = c_p \frac{\varkappa - 1}{\varkappa} \quad . \quad . \quad (43)$$

über.

Die vorstehend gefundenen Gleichungen gestatten nun in sehr einfacher Art die Veränderungen zu verfolgen, denen die Luft unter bestimmten Bedingungen ausgesetzt ist. Es sollen in dieser Hinsicht nur zwei, für die Anwendung wichtige Voraussetzungen ins Auge gefaßt werden, nämlich erstens diejenige, daß die Temperatur der Luft einen constanten Werth t behält, und zweitens diejenige, daß während der Zustandsänderung der Luft keinerlei Zu- oder Abfuhr von Wärme stattfinde. Die letztere Bedingung würde erfüllt sein, wenn die Luft in einem für die Wärme ganz undurchlässigen Behälter sich befände. Um die erste Bedingung zu erfüllen, kann man sich denken, die betrachtete Luft sei in einem für die Wärme vollkommen durchlässigen Gefäße enthalten, welches äußerlich von einem Körper umhüllt ist, dessen Temperatur t und dessen Masse so bedeutend sein mag, daß die Temperaturveränderungen als gering verschwinden, welche diese Hülle durch Abgabe von Wärme an die eingeschlossene Luftmenge oder durch Aufnahme von Wärme aus dieser Luft etwa erleidet. Es bedarf kaum der Bemerkung, daß die beiden gedachten Bedingungen in Wirklichkeit niemals in aller Strenge, sondern nur annähernd erfüllt werden können.

Isothermische Curve. Setzt man voraus, die Luft werde durch eine Umhüllung auf der constanten Temperatur $T = a + t$ erhalten, so hat man nach (15) einfach §. 218.

$$pv = RT = Const.$$

als die Gleichung, welche den Zusammenhang zwischen dem Volumen und dem Drucke darstellt. Diese Gleichung gehört bekanntlich einer gleichseitigen Hyperbel an, deren Asymptoten mit den Coordinatenaxen OV und OP zusammenfallen. Zeichnet man daher diese durch den Punkt A_1 gehende gleichseitige Hyperbel A_1A_2, so erhält man für irgend ein Volumen $v_2 = OD_2$ in der zugehörigen Ordinate $D_2A_2 = p_2$ die Spannkraft der Luft, d. h. man kann nach der gewählten Bezeichnung sagen, die Luft bewegt sich bei Annahme einer constanten Temperatur t auf der Hyperbel A_1A_2. Es ist ohne Weiteres klar, daß einer andern Temperatur t_1 auch eine andere Hyperbel zugehört, welche zwischen A_1A_2 und die Axen fällt, wenn $t_1 < t$ ist, wogegen einer höhern Temperatur eine jenseits von A_1A_2 liegende Hyperbel zukommt, wie z. B. die durch A_v und A_p gehenden in der Figur durch Punktirung angedeuteten. Man nennt die Curven, welche die Zustandsänderungen eines Körpers für constante Temperaturen anzeigen, isothermische Linien oder schlechtweg Isothermen; die Isothermen für Luft sind also gleichseitige Hyperbeln.

Um die äußere Arbeit L zu bestimmen, welche die Luft während der Ausdehnung von dem Zustande v_1, p_1 in A_1 bis zu demjenigen v_2, p_2 in A_2 bei constanter Temperatur verrichtet, hat man in dem Ausdrucke

$$L = \int_{v_1}^{v_2} p\,\partial v$$

für p aus Gleichung (15) den Werth

$$p = \frac{RT}{v}$$

einzuführen, und erhält damit

$$L = \int_{v_1}^{v_2} RT\,\frac{\partial v}{v} = RT\,log\,nat\,\frac{v_2}{v_1} = p_1 v_1 \,ln\,\frac{v_2}{v_1} = p_2 v_2\,ln\,\frac{v_2}{v_1} \quad (44)$$

welche Formel auch in Thl. I auf anderem Wege gefunden wurde.

Wenn die Luft sich von A_1 bis A_2 ausdehnt, so wird diese Arbeit verrichtet, indem der äußere Druck überwunden wird, wogegen zu einer Zusammendrückung der Luft von A_2 bis A_1 bei constanter Temperatur eine ebenso große Arbeit von außen auf die Luft ausgeübt werden muß. In dem erstern Falle muß eine dieser Arbeit äquivalente Wärmemenge AL verschwinden, während im zweiten Falle diese Wärmemenge erzeugt wird.

Diese mit der Arbeitsleistung L äquivalente Wärmemenge ist nun bei Luft und überhaupt bei Gasen auch gleich derjenigen Q, welche der Luft bei der Ausdehnung zugeführt und bei der Zusammendrückung entzogen werden muß, um die Temperatur constant zu erhalten. Diese Bemerkung gilt indeß nur für Gase, weil bei denselben die innere Arbeit U lediglich von der Temperatur abhängt, daher in Gleichung (25)

$$\partial Q = A\,(\partial U + \partial L)$$

∂U gleich Null gesetzt werden muß, wenn die Temperatur constant bleibt. In §. 197 wurde angegeben, daß die innere Arbeit U eines beliebigen Körpers im Allgemeinen aus zwei Theilen besteht, nämlich aus der Schwingungsarbeit oder der kinetischen Energie W, welche der Körper vermöge seiner Temperatur enthält und aus der potentiellen Energie J, die ihm in Folge der Lage seiner Atome und wegen der Cohäsion derselben innewohnt. Diese letztere Energie muß man bei den Gasen gleich Null setzen, d. h. man muß annehmen, daß bei denselben eine Cohäsion der Atome überhaupt nicht vorhanden ist. Diese Behauptung wurde zuerst von Clausius auf Grund allgemeiner Betrachtungen aufgestellt, welche aus der Gültigkeit des Mariotte und Gay-Lussac'schen Gesetzes folgen, und durch die späteren Versuche Regnault's bestätigt, denen zufolge die specifische Wärme der Gase von dem Drucke und von der Temperatur unabhängig ist. Es hat daher diese Behauptung nur so lange Gültigkeit, wie das Mariotte und Gay-Lussac'sche Gesetz gilt, d. h. so lange die Gase noch hinlänglich von demjenigen Zustande entfernt sind, in welchem sie zu tropfbaren Flüssigkeiten sich verdichten, ein Zustand, welcher bekanntlich in neuerer Zeit auch für diejenigen Gase, Sauerstoff, Wasserstoff, Stickstoff, hergestellt worden ist *), welche man vordem für permanente Gase hielt. Für Dämpfe dagegen hängt die innere Energie nicht allein von der Temperatur ab, bei ihnen ist vielmehr, wie in der Folge gezeigt werden wird, auch eine potentielle Energie vermöge der Cohäsion der Atome in Betracht zu ziehen. Für atmosphärische Luft jedoch darf man in den gewöhnlichen Fällen ihrer Verwendung die Cohäsionskraft der Atome gleich Null annehmen. Daher findet man die Wärmemenge Q, welche der Luft bei der Zustandsänderung auf der Isotherme von $v_1 p_1$ in A_1 bis $v_2 p_2$ in A_2 zuzuführen ist, zu

$$Q = AL = ARTln\frac{v_2}{v_1} = Ap_1v_1ln\frac{v_2}{v_1} \quad . \quad . \quad . \quad (45)$$

In dieser Formel kann man ebenso wie in (44) für das Verhältniß $\frac{v_2}{v_1}$ auch $\frac{p_1}{p_2}$ setzen.

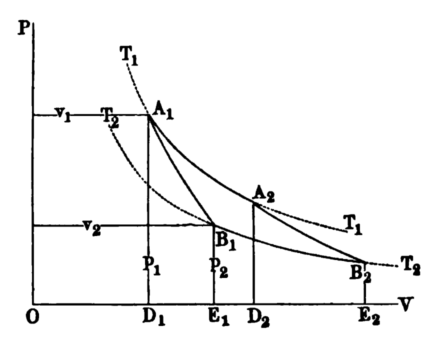
---

*) Diese Gase wurden zuerst von Cailletet und von Pictet, welche unabhängig von einander arbeiteten, im Jahre 1877 flüssig gemacht.

Denkt man sich, daß ein beliebiger Körper seinen Zustand so verändert, daß die in ihm enthaltene innere Arbeit U fortwährend dieselbe Größe behält, und denkt man sich ebenfalls wieder das Verhältniß zwischen Volumen und Druck durch eine Curve versinnlicht, so nennt man diese die isodynamische Curve, und aus dem Vorstehenden folgt daher, daß für Luft die isodynamische Curve mit der Isotherme zusammenfällt, während bei den Dämpfen diese beiden Linien verschieden sind.

Adiabatische Curve. Es möge nunmehr angenommen werden, die Luft von der Spannung p_1 und dem Volumen v_1 im Punkte A_1 (Fig. 437) verändere ihr Volumen in v_2 und ihre Spannung in p_2 derart, daß während dieser Ausdehnung weder eine Wärmezufuhr noch Abfuhr stattfinde. Für diesen Fall hat man in der Gleichung (40) §. 219.

Fig. 437.



$$\partial Q = \frac{c_v}{R} (v \partial p + \varkappa p \partial v)$$

$\partial Q = 0$ zu setzen und erhält daher die Gleichung

$$v \partial p + \varkappa p \partial v = 0$$

oder

$$\frac{\partial p}{p} + \varkappa \frac{\partial v}{v} = 0.$$

Integrirt man diese Gleichung zwischen den Grenzen v_2 und v_1, bezw. p_2 und p_1, so erhält man:

$$ln \frac{p_2}{p_1} + \varkappa ln \frac{v_2}{v_1} = 0$$

oder

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^\varkappa \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (46)$$

wofür man auch schreiben kann

$$p_1 v_1^\varkappa = p_2 v_2^\varkappa = p v^\varkappa = Const \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (47)$$

Die Constante ermittelt sich mit Hülfe der absoluten Temperatur T_1, welche dem Punkte A_1 entspricht, aus

$$p_1 v_1 = R T_1,$$

wenn man

$$p_1 = \frac{R T_1}{v_1}$$

setzt; man erhält dann

$$p v^{\varkappa} = p_1 v_1^{\varkappa} = \frac{R T_1}{v_1} v_1^{\varkappa} = R T_1 v_1^{\varkappa - 1},$$

so daß man auch für zwei beliebige Zustände entsprechend $v_1 p_1 T_1$ und $v_2 p_2 T_2$ schreiben kann:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{\varkappa - 1} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (48)$$

Bezeichnet man noch mit $\gamma_1 = \frac{1}{v_1}$ und $\gamma_2 = \frac{1}{v_2}$ die specifischen Gewichte der Luft in den entsprechenden Zuständen, so findet man auch aus (46):

$$\left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\varkappa} = \left(\frac{\gamma_2}{\gamma_1}\right)^{\varkappa} = \frac{p_2}{p_1} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (49)$$

sowie auch

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{p_2 v_2}{p_1 v_1} = \frac{p_2}{p_1} \frac{\gamma_1}{\gamma_2} = \left(\frac{\gamma_2}{\gamma_1}\right)^{\varkappa - 1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} \quad . \; . \quad (50)$$

Durch die Gleichung (47) ist eine gewisse Curve $A_1 B_1$ bestimmt, welche durch ihre Coordinaten die Volumina und die Spannungen darstellt, wenn die Veränderung des Zustandes, wie vorausgesetzt worden, ohne Wärmezufuhr oder Abfuhr erfolgt. Diese Curve heißt die adiabatische Linie. Man erkennt leicht aus der entwickelten Gleichung, daß auch diese Curve ebenso wie die isothermische sich den beiden Axen asymptotisch nähert, da erst für ein unendlich großes v die Spannung p zu Null wird, und umgekehrt.

Es ist auch leicht zu ersehen, daß die durch den Punkt A_1 gehende adiabatische Linie $A_1 B_1$ sich der V-Axe schneller nähert, als die Isotherme $A_1 A_2$ des Punktes A_1, so daß der Punkt B_1 in einer Isotherme $B_1 B_2$ gelegen ist, welche einer niedern Temperatur T_2 entspricht, als diejenige T_1 des Anfangspunktes A_1 ist. Daß die Temperatur der Luft bei der Ausdehnung auf der adiabatischen Linie nothwendig abnehmen muß, geht auch schon daraus hervor, daß die bei der Ausdehnung verrichtete äußere Arbeit nur auf Kosten des innern Wärmegehalts der Luft ausgeübt werden kann, sowie daß für den entgegengesetzten Fall einer Zusammendrückung der Luft von B_1 nach A_1 die aufgewendete Arbeit zur Vermehrung der innern Arbeit, d. h. zur Erhöhung der Temperatur von T_2 auf T_1 dient.

Die Größe der bei der adiabatischen Zustandsänderung von v_1 auf v_2 in Arbeit verwandelten Wärme erhält man daher ohne Weiteres aus (25)

$$\partial Q = A\,(\partial U + \partial L) = 0$$

durch

$$\partial L = -\partial U = -\frac{c_v}{A}\partial t$$

zu

$$L = \frac{c_v}{A}(T_1 - T_2) = \frac{c_v}{A}(t_1 - t_2) \quad . \quad . \quad . \quad (51)$$

worin T_1 und T_2 die absoluten Temperaturen des Anfangs- und Endzustandes und t_1 und t_2 die zugehörigen Temperaturen nach der hunderttheiligen Scala bedeuten. Aus dieser Gleichung ergiebt sich, daß die verrichtete Arbeit L nur von diesen Temperaturen, nicht aber von dem Volumen oder der Spannung des Anfangs- und Endzustandes abhängt, und hieraus folgt die wichtige Beziehung, daß bei der Bewegung der Luft auf einer Adiabate zwischen zwei bestimmten Isothermen T_1 und T_2 immer die gleiche Arbeit $\frac{c_v}{A}(T_1 - T_2)$ verrichtet wird, auf welcher von den unendlich vielen Adiabaten die Zustandsänderung auch vor sich gehen, d. h. welches auch der Anfangszustand der Luft sein möge. So ist z. B. die Arbeit, welche die Luft verrichtet, wenn ihre Bewegung auf der adiabatischen Linie $A_1 B_1$ zwischen den beiden durch A_1 und B_1 gehenden Isothermen T_1 und T_2 erfolgt, ebenso groß, wie diejenige Arbeit, welche der Zustandsänderung auf irgend einer andern Adiabate $A_2 B_2$ zugehört, vorausgesetzt nur, daß die Endpunkte A_2 und B_2 auf denselben Isothermen T_1 und T_2 gelegen sind, wie A_1 und B_1. Es sind daher in der Figur die beiden Flächenstücke $A_1 B_1 E_1 D_1$ und $A_2 B_2 E_2 D_2$ von gleicher Größe, und zwar stellt jede dieser Flächen die ausgeübte Arbeit dar.

Will man die verrichtete äußere Arbeit L durch die Volumina oder die Spannungen anstatt durch die Temperaturen ausdrücken, so schreibt man nach (51)

$$L = \frac{c_v}{A}(T_1 - T_2) = \frac{c_v T_1}{A}\left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right) = \frac{c_v p_1 v_1}{AR}\left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right)$$

und hieraus folgt mit Berücksichtigung von (48)

$$L = \frac{c_v p_1 v_1}{AR}\left[1 - \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\varkappa - 1}\right] = \frac{c_v p_1 v_1}{AR}\left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}}\right] \quad (52)$$

Man wird sich dieser letzten Gleichung zur Ermittelung der äußern Arbeit bedienen können, wenn entweder das Ausdehnungsverhältniß $\frac{v_1}{v_2}$ oder das Verhältniß der Spannungen $\frac{p_2}{p_1}$ zu Ende und Anfang der Zustandsänderung gegeben ist.

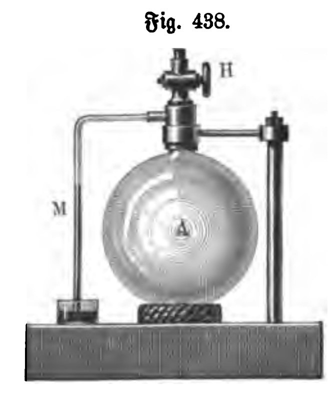
§. 220. Bestimmung des Verhältnisses $\varkappa$. Im §. 213 wurde in Betreff der Ermittelung des Verhältnisses $\varkappa = \frac{c_p}{c_v}$ der specifischen Wärmen der Gase auf die folgenden Untersuchungen verwiesen. Diese Bestimmung ist nun mit Hülfe der Formel

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} \quad \text{. . . . . (48)}$$

leicht zu erklären.

Was zunächst die Anstellung des Versuchs anbetrifft, durch welchen das Verhältniß $\varkappa$ ermittelt werden soll, so wurde derselbe von Clement und Désormes in folgender Art ausgeführt. In einem großen Ballon A, Fig. 438, wurde die Luft durch Auspumpen verdünnt und die Temperatur t oder $T = 273^0 + t$, sowie die Spannung $p_1 = b - h_1$ durch ein Manometer M festgestellt, in dessen Schenkel die Flüssigkeitssäule durch die atmosphärische Pressung von der Barometerhöhe b um die Höhe h_1 erhoben wurde. Die Temperatur t des Apparates stimmte mit derjenigen der äußern Atmosphäre überein. Durch Oeffnen des weit gebohrten Hahnes H ließ man nunmehr die atmosphärische Luft während einer sehr kurzen Zeit von etwa $^1/_2$ Secunde in den Ballon eintreten, worauf der Hahn verschlossen und gleichzeitig der Manometerstand h' beobachtet wurde. Die mechanische Arbeit, welche die einströmende Luft verrichtet, wird hierbei in Wärme umgesetzt und zu einer Erhöhung der Temperatur im Innern des Ballons von t auf t' oder von T auf T' verwendet. Bei der geringen Dauer des Vorganges kann man annehmen, daß weder Wärme zu- noch abgeführt wurde, die Zusammenpressung der Luft daher auf adiabatischem Wege erfolgte. Nunmehr ließ man den Apparat durch Abkühlung wieder die Temperatur t oder T der äußern Luft annehmen, und beobachtete, nachdem dies geschehen, den Manometerstand h_2, durch welchen die nunmehrige Spannung $b - h_2$ festgestellt war. Die so gefundenen Versuchsresultate reichen dann aus zur Bestimmung von $\varkappa$.

Fig. 438.



Man hat nämlich für den adiabatischen Vorgang während der Lufteinströmung anfangs die Temperatur T und die Spannung $p_1 = b - h_1$ und zu Ende die Spannung $p' = b - h'$ und eine gewisse Temperatur T',

welche zwar nicht beobachtet werden konnte, deren Kenntniß aber auch nicht nöthig ist, wie die folgende Rechnung zeigt. Es ist nämlich nach (48):

$$\frac{T'}{T} = \left(\frac{p'}{p_1}\right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} = \left(\frac{b - h'}{b - h_1}\right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}}.$$

Für den darauf folgenden Vorgang der Abkühlung des eingeschlossenen Luftquantums von der Temperatur T' auf diejenige T der Atmosphäre hat man anfänglich die Spannung p' und schließlich diejenige p_2, und da das Volumen hierbei constant geblieben ist, gilt die Beziehung:

$$\frac{T'}{T} = \frac{p'}{p_2} = \frac{b - h'}{b - h_2}.$$

Diese Gleichung in Verbindung mit der obern läßt T' herausfallen und führt zu der Beziehung:

$$\frac{p'}{p_2} = \left(\frac{p'}{p_1}\right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} \text{ oder } \left(\frac{p'}{p_2}\right)^{\varkappa} = \left(\frac{p'}{p_1}\right)^{\varkappa - 1}.$$

Hieraus folgt mittelst der Logarithmen:

$$\varkappa\,(\log p' - \log p_2) = \varkappa\,(\log p' - \log p_1) - \log p' + \log p_1,$$

woraus sich

$$\varkappa = \frac{\log p' - \log p_1}{\log p_2 - \log p_1} = \frac{\log\,(b - h') - \log\,(b - h_1)}{\log\,(b - h_2) - \log\,(b - h_1)} \qquad (53)$$

ergiebt.

Sind die Differenzen $h_1 - h'$ und $h_1 - h_2$ nur klein, so kann man annähernd

$$\log\frac{b - h'}{b - h_1} = \log\left(1 + \frac{h_1 - h'}{b - h_1}\right) = \frac{h_1 - h'}{b - h_1}$$

und

$$\log\frac{b - h_2}{b - h_1} = \log\left(1 + \frac{h_1 - h_2}{b - h_1}\right) = \frac{h_1 - h_2}{b - h_1}$$

setzen, so daß dann einfach das gesuchte Verhältniß folgt:

$$\varkappa = \frac{c_p}{c_v} = \frac{h_1 - h'}{h_1 - h_2} \quad \ldots\ldots \quad (53^a)$$

Clement und Désormes haben auf diese Weise

$$\varkappa = \frac{c_p}{c_v} = 1{,}348,$$

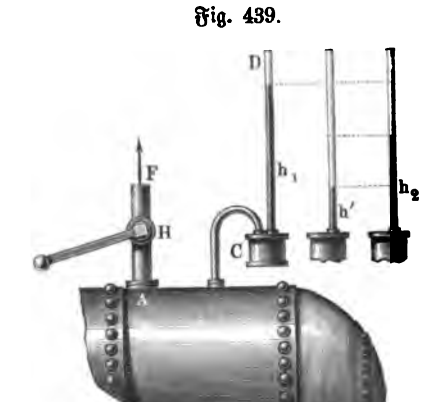
dagegen hat Gay-Lussac

$$\varkappa = 1{,}375$$

gefunden.

Anstatt ein Gefäß *A* mit verdünnter Luft anzuwenden, deren Temperatur und Spannung durch die einströmende atmosphärische Luft erhöht wird, kann man auch das Gefäß mit comprimirter Luft füllen und durch momentanes Ausströmen der letztern eine Spannungsverminderung und Temperaturerniedrigung hervorrufen, worauf die Spannung wieder steigt, sobald das Gefäß durch Aufnahme von Wärme aus der Atmosphäre im Innern dieselbe Temperatur angenommen hat, welche außen vorherrscht. In dieser Weise hat Weisbach den Versuch angestellt, indem er einen Dampfkessel *AB*, Fig. 439, mit comprimirter Luft von dem Manometerstande h_1 oder der ganzen Pressung $b + h_1$ füllte. Wurde alsdann mittelst des Hahns *A* für einige Augenblicke ein Ausströmen durch *F* bewirkt, so entstand eine Abkühlung und Verdünnung der Luft, so daß der Manometerstand unmittelbar nach dem Schließen des Hahns h' war. Nach etwa zehn Minuten, wenn der Kessel wieder die anfängliche Temperatur der Luft angenommen hatte, wurde der Manometerstand h_2 beobachtet. Für diesen Versuch gilt dieselbe Rechnung wie für die Verwendung verdünnter Luft.

Fig. 439.



Bei einem solchen Versuche, welcher bei einem Barometerstande $b = 0,7342$ m Quecksilber angestellt wurde, ergaben sich

$$h_1 = 0,7180 \text{ m}, \quad h' = 0,5890 \text{ m}, \quad h_2 = 0,6250 \text{ m},$$

daher sich

$$\varkappa = \frac{log\,1,4522 - log\,1,3232}{log\,1,4522 - log\,1,3592} = \frac{4041}{2875} = 1,405$$

bestimmt, wofür Weisbach 1,41 annimmt*). In derselben Weise fand Hirn aus vierzig Versuchen im Mittel $\varkappa = 1,3845$, Cazin dagegen 1,41 und Röntgen 1,4053.

Wie schon früher angeführt wurde, pflegt man in der Regel den Werth

$$\varkappa = 1,410$$

den Rechnungen zu Grunde zu legen.

*) S. Civilingenieur 1859.

Mit diesem aus Versuchen abgeleiteten Werthe $\varkappa$ und der ebenfalls durch Versuche bestimmten specifischen Wärme c_p der Gase für constanten Druck (s. §. 213) kann man aus der Gleichung (43) des §. 217:

$$AR = c_p \frac{\varkappa - 1}{\varkappa}$$

auch das mechanische Aequivalent der Wärmeeinheit $\frac{1}{A}$ berechnen. Setzt man hierin nämlich $c_p = 0{,}2375$ und $\varkappa = 1{,}410$, sowie nach §. 210 für R den Werth 29,272 ein, so erhält man:

$$\frac{1}{A} = \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} \frac{R}{c_p} = \frac{1{,}410}{0{,}410} \frac{29{,}272}{0{,}2375} = 423{,}8.$$

Fast genau denselben Werth bekommt man, wenn man für R und c_p die für ein anderes Gas gültigen Werthe, z. B. für Stickstoff $R = 30{,}134$ und $c_p = 0{,}2440$ einsetzt. Die Uebereinstimmung dieser Resultate der Rechnung mit den durch die directen Versuche Joule's und Hirn's gefundenen Werthen ist ein Beweis für die Zuverlässigkeit der als das mechanische Wärmeäquivalent angenommenen Größe:

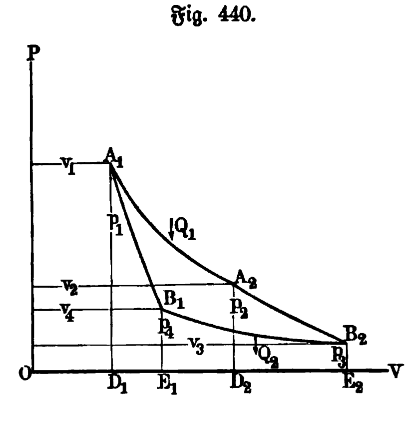
$$\frac{1}{A} = 424 \text{ mkg}.$$

Der umkehrbare Kreisprocess für Gase. Zur Erläuterung der Gesetze, nach denen in den Dampf- und Heißluftmaschinen die Umsetzung der Wärme in mechanische Arbeit erfolgt, dient am besten der von Carnot angegebene, unter dem Namen des Kreisprocesses bekannte Vorgang, von welchem man sich folgendermaßen eine Vorstellung macht. Man denkt sich irgend einen Körper M, welcher gewissen Ausdehnungen und Zusammenziehungen derart ausgesetzt ist, daß hierbei der Druck, welchen der Körper vermöge seines Zustandes ausübt, in jedem Augenblicke einen äußern Gegendruck findet, welcher ihm gleich ist, oder genauer, welcher nur um eine unendlich kleine Größe von ihm verschieden ist. Man muß sich nämlich vorstellen, daß während der Ausdehnung des Körpers der von außen wirkende Druck um eine sehr kleine Größe geringer ist als der Körperdruck, um die Bewegung überhaupt zu ermöglichen, wogegen bei der Zusammendrückung der äußere Druck aus demselben Grunde den Körperdruck um eine geringe Größe übertrifft. Es werde im Folgenden als solcher Körper wieder 1 kg Luft in einem cylindrischen Gefäße vorausgesetzt und angenommen, die Luft sei durch einen verschieblichen und dicht schließenden Kolben abgeschlossen, dessen äußere Belastung in jedem Augenblicke nur um unendlich wenig von dem Drucke abweicht, welchen die Luft im Innern des Cylinders gegen ihn ausübt. §. 221.

46*

Das Volumen des Körpers sei wieder durch $v_1 = OD_1$ und sein Druck durch $p_1 = D_1 A_1$ in Fig. 440 dargestellt, so daß nach dem Frühern A_1 den Anfangszustand des Körpers M oder Luftquantums versinnlicht. Man denkt sich nun den Körper isothermisch von A_1 bis A_2 ausgedehnt, indem man annimmt, daß er während dieser Ausdehnung von einem Körper A umhüllt sei, welcher die anfängliche Temperatur T_1 des betrachteten Körpers M hat und einen so bedeutenden Wärmevorrath enthält, daß diese Temperatur durch Wärmeabgabe an M nicht merklich vermindert wird; auch mag man sich die Bewegung beliebig langsam erfolgend vorstellen, um einen steten Wärmeausgleich zu sichern.

Fig. 440.



Nach dem Vorstehenden ist es klar, daß bei dieser Ausdehnung eine äußere Arbeit L_1 geleistet wird, für welche die Fläche $A_1 A_2 D_2 D_1$ ein Maß abgiebt, und welche nach (44) zu

$$L_1 = p_1 v_1 ln \frac{v_2}{v_1} = R T_1 ln \frac{v_2}{v_1} \cdot \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (54)$$

sich bestimmt. Hierbei ist eine gewisse Wärmemenge Q_1 von dem Körper A auf denjenigen M übergetreten, und es muß, wenn der letztere Körper ein Gas ist, diese Wärmemenge äquivalent mit der Arbeit L_1 sein, da die innere Wärme der eingeschlossenen Luft im Zustande A_2 wegen der unverändert gebliebenen Temperatur T_1 dieselbe geblieben ist, wie im Anfangszustande A_1, so daß die ganze zugeführte Wärme in Arbeit verwandelt worden ist. Demgemäß bestimmt sich die zugeführte Wärme nach (45) zu

$$Q_1 = A p_1 v_1 ln \frac{v_2}{v_1} = A R T_1 ln \frac{v_2}{v_1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (55)$$

Nunmehr denkt man sich den Körper A von der Temperatur T_1 entfernt und setzt voraus, daß die Cylinderwand für die Wärme undurchdringlich sei, so daß die weitere Ausdehnung der Luft von dem Volumen $v_2 = OD_2$ auf dasjenige $v_3 = OE_2$ auf der adiabatischen Curve $A_2 B_2$ erfolgt, wobei die Temperatur allmälig abnimmt. In dem Endzustande B_2 sei die absolute Temperatur gleich T_2 geworden, der Druck daselbst werde mit p_3 bezeichnet,

dann ist während dieser Bewegung von A_2 bis B_2 eine durch die Fläche $A_2 B_2 E_2 D_2$ gemessene Arbeit verrichtet, welche nach (51) durch

$$L_a = \frac{c_v}{A} (T_1 - T_2) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (56)$$

ausgedrückt ist.

Nun denkt man sich die Cylinderwand für die Wärme durchlässig und äußerlich mit einem Körper B von der Temperatur T_2 versehen, dessen Wärmevorrath so groß ist, daß die auf ihn von M übergehende Wärmemenge die Temperatur nicht merklich ändert. Wird unter dieser Voraussetzung die Luft M wieder zusammengedrückt, so erfolgt die Zustandsänderung auf der durch B_2 gehenden Isotherme T_2. Es werde vorausgesetzt, daß diese Zusammendrückung bis zu dem Punkte B_1 geschehe, in welchem die Isotherme T_2 die durch A_1 gehende Adiabate trifft, so daß bei einer darauf folgenden Zusammendrückung ohne Wärmezu- oder Abfuhr der Körper schließlich seinen Anfangszustand A_1 gerade wieder erreicht. Der Körper M hat daher eine Reihe von Zustandsänderungen erfahren, vermöge deren er, d. h. der Endpunkt der den Druck messenden Ordinate, das geschlossene Viereck $A_1 A_2 B_2 B_1 A_1$ durchlaufen hat, derart, daß der Körper zu Ende des Vorganges genau wieder in seinen Anfangszustand zurückgekehrt ist. Man nennt einen solchen Vorgang einen Kreisproceß. Während der Zusammendrückung auf dem Wege $B_2 B_1 A_1$ ist von der Luft keine Arbeit geleistet worden, sondern es mußte von außen eine gewisse Arbeit ausgeübt werden, und zwar bestimmt sich diese Arbeit, wenn v_4 das Volumen und p_4 den Druck im Zustande B_1 bezeichnen, wie folgt. Während der isothermischen Bewegung von B_2 nach B_1 mußte eine Arbeit ausgeübt werden, welche nach (44) zu

$$L_2 = p_3 v_3 ln \frac{v_3}{v_4} = R T_2 ln \frac{v_3}{v_4} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (57)$$

sich berechnet, und hierbei trat eine Wärmemenge Q_2 aus dem Versuchskörper M zu der Hülle B über, welche dieser Arbeit äquivalent ist, da die Temperatur T_2 und die innere Wärme constant geblieben sind. Man hat daher diese Wärmemenge:

$$Q_2 = A p_3 v_3 ln \frac{v_3}{v_4} = A R T_2 ln \frac{v_3}{v_4} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (58)$$

Die Arbeit endlich, welche während der adiabatischen Zusammendrückung zwischen B_1 und A_1 aufgewendet werden mußte, ist nach §. 219 gleich der auf dem Wege $A_2 B_2$ von dem Körper verrichteten, nämlich:

$$L_a = \frac{c_v}{A} (T_1 - T_2) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (56)$$

Als das Resultat des Vorganges ergiebt sich nun zunächst, daß die von dem Körper während der Ausdehnung geleistete Arbeit $A_1 A_2 B_2 E_2 D_1$ größer ist, als die während der Zusammendrückung auf ihn ausgeübte $B_2 B_1 A_1 D_1 E_2$, und zwar ist der Ueberschuß der ersteren über die letztere durch das Curvenviereck $A_1 A_2 B_2 B_1 A_1$ dargestellt, auf welchem der Körper sich bewegte. Der Mehrbetrag der geleisteten über die aufgewendete Arbeit muß daher als eine durch den Proceß gewonnene Arbeit angesehen werden. Dieselbe bestimmt sich einfach durch die Differenz $L_1 - L_2 = L$, da die beiden den adiabatischen Zustandsänderungen zugehörigen Arbeiten L_a als gleich und entgegengesetzt sich aufheben. Man hat daher nach (54) und (57):

$$L = R\left(T_1 \, ln \frac{v_2}{v_1} - T_2 \, ln \frac{v_3}{v_4}\right).$$

Nun ist aber leicht zu erkennen, daß $\frac{v_2}{v_1} = \frac{v_3}{v_4}$ ist, denn nach (48) ist für die Adiabate $A_1 B_1$ zwischen den beiden Isothermen T_1 und T_2:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_4}{v_1}\right)^{x-1},$$

und ebenso ist für die Adiabate $A_2 B_2$ zwischen denselben Isothermen:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_3}{v_2}\right)^{x-1}.$$

Hieraus folgt unmittelbar

$$\frac{v_4}{v_1} = \frac{v_3}{v_2},$$

also auch

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{v_3}{v_4} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (59)$$

Hiermit geht der obige Ausdruck für die gewonnene Arbeit über in:

$$L = R\,(T_1 - T_2)\, ln \frac{v_2}{v_1} \quad \ldots\ldots \quad (60)$$

Durch den beschriebenen Vorgang ist außerdem auch eine Veränderung in der Vertheilung der Wärme vor sich gegangen, denn wenn auch der vermittelnde Körper M keiner Veränderung ausgesetzt gewesen ist, so gab doch der umhüllende Körper A von der Temperatur T_1 die Wärmemenge Q_1 ab, und durch Vermittelung des Versuchskörpers wurde wiederum die Wärmemenge Q_2 an den umhüllenden Körper B von der Temperatur T_2 abgeliefert. Zwischen diesen beiden Wärmemengen, für welche in (55) und (58) die Ausdrücke gegeben sind, besteht offenbar wegen (59) die einfache Beziehung

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{T_1}{T_2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (61)$$

oder

$$\frac{Q_1}{T_1} = \frac{Q_2}{T_2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (62)$$

Die Differenz der beiden Wärmemengen ist ferner

$$Q_1 - Q_2 = AR\,(T_1 - T_2)\, ln\, \frac{v_2}{v_1} \quad . \quad . \quad . \quad (63)$$

wie dies auch dem Grundsatze von der Aequivalenz der Wärme mit der Arbeit entspricht, denn wenn die mechanische Arbeit (60) gewonnen ist, so muß die damit äquivalente Wärme (63) verschwunden sein, weshalb man auch hat

$$L = \frac{Q_1 - Q_2}{A} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (64)$$

Man kann die Gleichung (60) für die gewonnene Arbeit L auch noch umformen. Setzt man nämlich für $Rln\,\frac{v_2}{v_1}$ aus (55) den Werth $\frac{Q_1}{AT_1}$ oder aus (58) denjenigen $\frac{Q_2}{AT_2}$ ein, so erhält man auch

$$L = \frac{Q_1}{AT_1}\,(T_1 - T_2) = \frac{Q_2}{AT_2}\,(T_1 - T_2) \quad . \quad . \quad (65)$$

in welcher Form die Gleichung in der Regel geschrieben wird.

Man kann das Resultat der vorstehenden Untersuchung folgendermaßen in Worte fassen: **Wenn bei einem Kreisprocesse wie der beschriebene ist, eine gewisse mechanische Arbeit gewonnen wird, so verschwindet erstens eine mit dieser Arbeit äquivalente Wärmemenge, und gleichzeitig muß von einem wärmern Körper eine bestimmte Wärmemenge zu einem kältern übergeführt werden. Diese an den kältern Körper abgegebene und die von dem wärmern Körper dargebotene Wärme verhalten sich zu einander direct wie die absoluten Temperaturen der Körper und die in Arbeit verwandelte Wärme ist daher proportional der Temperaturdifferenz.**

Der hier betrachtete Vorgang führt den Namen eines **umkehrbaren Kreisprocesses** aus dem Grunde, weil man alle hier angegebenen Zustandsänderungen auch in der umgekehrten Richtung vor sich gehend denken kann. Die Bedingung für die Umkehrbarkeit eines solchen Processes besteht darin, daß der von dem Versuchskörper M ausgeübte Druck in jedem Augenblicke einem Gegendrucke von außen begegnet, welcher ihm gleich, oder richtiger, welcher nur um unendlich wenig von ihm verschieden ist.

Denkt man sich den Körper von seinem Anfangszustande $v_1 p_1$ in A_1 aus sich adiabatisch ausdehnend bis zu B_1, setzt dann die Ausdehnung bei der constant bleibenden Temperatur T_2 weiter fort bis B_2, um ihn sodann zunächst adiabatisch bis A_2 und dann bei der constanten Temperatur T_1 bis A_1 zusammenzudrücken, so ist der Kreislauf in der der vorherigen entgegengesetzten Richtung durchlaufen. Offenbar gelten alle für den in der ersten Richtung vor sich gehenden Proceß entwickelten Formeln auch für diese entgegengesetzte Richtung, wenn man nur berücksichtigt, daß auch alle Arbeiten nunmehr im entgegengesetzten Sinne verrichtet werden. Es ist dann deutlich, daß nunmehr die zur Zusammendrückung auf dem Wege $B_2 A_2 A_1$ von außen auszuübende Arbeit $L_a + L_1$ die von dem Körper während der Ausdehnung auf dem Wege $A_1 B_1 B_2$ verrichtete Arbeit $L_a + L_2$ um eine Größe $L = L_1 - L_2$ übertrifft, die wiederum durch das Viereck $A_1 B_1 B_2 A_2$ gemessen wird. Der Körper M selbst ist nicht verändert, dagegen ist jetzt von dem kältern Körper B die Wärmemenge Q_2 abgegeben und die Wärmemenge Q_1 ist an den wärmern Körper A übergetreten.

Man findet sonach, daß, **wenn bei einem solchen Kreisprocesse eine gewisse mechanische Arbeit aufgewendet oder verloren wird, eine dieser Arbeit äquivalente Wärmemenge neu entsteht, und gleichzeitig von einem kältern Körper eine bestimmte Wärmemenge zu einem wärmern übergeführt wird.**

§. 222. **Der umkehrbare Kreisprocess für beliebige Körper.** Die im vorhergehenden Paragraphen angestellte, zunächst für Luft oder Gase geltende Untersuchung ergab, daß bei der Erzeugung von Arbeit aus Wärme eine ganz bestimmte, von den beiden Temperaturen T_1 und T_2 abhängige Wärmemenge Q_2 aus dem wärmern Körper von der Temperatur T_1 zu dem kältern Körper von der Temperatur T_2 übergeführt wurde, und daß umgekehrt bei der Erzeugung von Wärme aus Arbeit eine ebenso bestimmte Wärmemenge aus dem Körper von der niedern Temperatur T_2 in denjenigen von der höhern Temperatur überging. Der erstere Fall eines Uebergangs von Wärme von einem wärmern zu einem kältern Körper findet nun in der Natur sehr häufig, namentlich immer durch Leitung und Strahlung statt, sobald zwei verschieden warme Körper auf einander einwirken, ohne daß damit eine Erzeugung von Arbeit aus Wärme verbunden ist. In allen diesen Fällen ist daher auch die von dem **kältern Körper empfangene Wärmemenge genau gleich der von dem wärmern abgegebene,** während bei einer Erzeugung von Arbeit aus Wärme die von dem **kältern Körper aufgenommene Wärmemenge genau um den Betrag der in Arbeit verwandelten Wärmemenge kleiner ist,** als

die von dem wärmern Körper abgegebene, wie dies dem Gesetz von der Unzerstörbarkeit der Energie entspricht.

Dagegen beobachtet man in der Natur niemals, daß Wärme von einem kältern Körper von selbst in einen wärmern Körper tritt; wenn dies geschieht, so ist dies immer verbunden mit irgend einem andern Vorgange, durch welchen entweder, wie im vorigen Paragraphen gezeigt wurde, eine gewisse Arbeitsleistung verbraucht wird, oder, was nach dem Vorigen auf dasselbe hinauskommt, bei welchem eine gewisse Wärmemenge gleichzeitig von einem wärmern zu einem kältern Körper übergeführt wird. In dieser Hinsicht hat zuerst Clausius den Grundsatz ausgesprochen:

Es kann nie Wärme von einem kältern in einen wärmern Körper von selbst übergehen, d. h. ohne daß gleichzeitig eine andere damit zusammenhängende Aenderung eintritt. Unter der hier gedachten „Aenderung" ist, wie oben angegeben, ein gleichzeitiger Uebergang von Wärme in absteigender Richtung von einem wärmern zu einem kältern Körper, oder eine damit gleichbedeutende Arbeitsleistung zu verstehen.

Mit Hülfe dieses Grundsatzes, dessen Richtigkeit in der Regel durch die Bemerkung begründet zu werden pflegt, daß bislang noch keine damit im Widerspruche stehende Thatsache habe angeführt werden können, läßt sich nun zeigen, daß das im vorigen Paragraphen nur für Gase gefundene und durch die Gleichung (62)

$$\frac{Q_1}{T_1} = \frac{Q_2}{T_2}$$

ausgesprochene Gesetz über das gegenseitige Verhältniß der beiden Wärmemengen ganz allgemeine Gültigkeit haben muß, auch wenn der vermittelnde Körper ein ganz beliebiger ist.

Stellt man sich nämlich anstatt des im vorigen Paragraphen vorausgesetzten Gases irgend einen beliebigen Körper vor, und läßt denselben einen umkehrbaren Kreisproceß zwischen denselben Temperaturen T_1 und T_2 durchlaufen, so werden natürlich die isothermischen und adiabatischen Linien für diesen Körper andere sein, als die in Fig. 440 für Luft angenommenen. Jedenfalls aber wird auch jetzt der Flächeninhalt des von diesen Linien umgrenzten Curvenvierecks ein Maß für die gewonnene oder verbrauchte Arbeit sein. Man kann sich nun vorstellen, mit dem beliebigen Körper werde der Kreisproceß so vorgenommen, daß der Flächeninhalt dieses Vierecks, d. h. die erzeugte oder verbrauchte Arbeit L genau denselben Betrag habe, wie im vorigen Paragraphen für Luft angenommen. Dann ist jedenfalls auch die verschwundene beziehungsweise neu erzeugte Wärmemenge von derselben Größe und gleich AL. Diese Größe muß dann natürlich gleich der Differenz $\mathfrak{Q}_1 - \mathfrak{Q}_2$ der beiden Wärmemengen sein, welche der Versuchskörper

einerseits empfangen und andererseits abgegeben hat. Daß aber auch $\mathfrak{Q}_1 = Q_1$ und $\mathfrak{Q}_2 = Q_2$ sein muß, ergiebt sich folgendermaßen. Gesetzt, diese Wärmemengen hätten bei dem beliebigen Körper andere Werthe als diejenigen Q_1 und Q_2 für Gase, es möge etwa $\mathfrak{Q}_1 = Q_1 + q$ und daher $\mathfrak{Q}_2 = Q_2 + q$ vorausgesetzt werden, so denke man sich folgenden Vorgang. Man führe zuerst den Kreisproceß in der directen Richtung mit Luft aus, so wird die Arbeit L gewonnen, und der wärmere Körper verliert die Wärmemenge Q_1, der kältere empfängt diejenige Q_2. Wenn man hierauf den umgekehrten Proceß mit dem beliebigen Körper durchführt, wobei die beim directen Processe gewonnene Arbeit L also gerade wieder verbraucht wird, so wird dem kältern Körper die Wärmemenge $\mathfrak{Q}_2 = Q_2 + q$ entzogen, und dem wärmern diejenige $\mathfrak{Q}_1 = Q_1 + q$ zugeführt. Es hätte sonach der wärmere Körper die Wärmemenge q mehr empfangen als abgegeben, und der kältere ebenso viel mehr abgegeben als empfangen, d. h. es wäre die Wärmemenge q von dem kältern zum wärmern Körper geführt, ohne daß ein Verbrauch von Arbeit oder eine andere Veränderung vorgegangen wäre, denn die beiden Versuchskörper sind in ihre ursprünglichen Zustände zurückgekehrt. Dieser Vorgang, welcher durch hinreichend viele Wiederholungen ohne sonstige gleichzeitige Aenderungen jede beliebige Wärmemenge von dem kältern Körper in den wärmern zu führen gestatten würde, widerspricht dem Clausius'schen Grundsatze, und es folgt daher, daß q nicht größer als Null sein kann. Wollte man annehmen, daß q negativ sei, so würde man zu demselben unmöglichen Resultate gelangen, wenn man den directen Kreisproceß mit dem beliebigen Körper und den umgekehrten Proceß mit einem Gase vornehmen würde.

Aus diesen Betrachtungen folgt nun, daß die im vorigen Paragraphen für den umkehrbaren Kreisproceß der Gase gefundene Beziehung

$$\frac{Q_1}{T_1} = \frac{Q_2}{T_2}$$

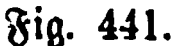
ganz allgemeine Gültigkeit hat, welchen Körper man auch als den vermittelnden wählen möge. Betrachtet man hierbei eine dem Körper zugeführte Wärmemenge als positiv und eine von dem Körper abgegebene Wärmemenge als negativ, so kann man offenbar diese Gleichung auch schreiben

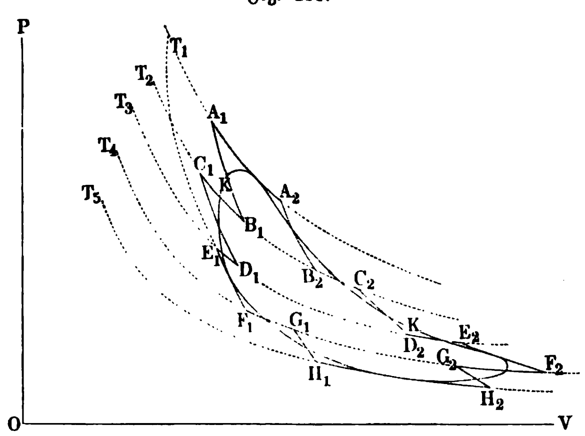
$$\frac{Q_1}{T_1} + \frac{Q_2}{T_2} = 0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (66)$$

und ebenso geht unter dieser Voraussetzung der Ausdruck (64) für die zugehörige Arbeit über in

$$L = \frac{Q_1 + Q_2}{A} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (67)$$

Zweiter Hauptsatz der mechanischen Wärmetheorie. Die §. 223.
vorstehend für einen einfachen umkehrbaren Kreisproceß eines beliebigen Körpers gefundenen Formeln (66) und (67) gelten auch für eine Vereinigung beliebig vieler solcher Processe, oder für einen *zusammengesetzten* Kreisproceß. Denkt man sich wieder einen beliebigen Körper, dessen Volumen und Druck durch die Coordinaten des Punktes A_1, Fig. 441, dargestellt sein mögen, und dessen absolute Temperatur T_1 sein soll. Setzt man voraus,


Fig. 441.



dieser Körper erleide nach einander solche Zustandsänderungen, daß der Punkt A_1 auf dem Curvenvierecke $A_1 A_2 B_2 B_1$ sich bewege, dessen Seiten $A_1 A_2$ und $B_2 B_1$ die isothermischen Linien der Temperaturen T_1 und T_2 sind, während $A_2 B_2$ und $A_1 B_1$ adiabatische Curven zwischen jenen darstellen, so hat der Körper nach dem Vorangegangenen einen einfachen umkehrbaren Kreisproceß zwischen den Temperaturen T_1 und T_2 vollführt, nach dessen Beendigung er genau wieder in seinem anfänglichen Zustande sich befindet, so daß die innere Wärme U sich nicht geändert hat. Hat der Körper nun während der Ausdehnung auf der Linie $A_1 A_2$ aus einem Wärmereservoir von der Temperatur T_1 die Wärmemenge Q_1 empfangen, und bei der Zusammendrückung auf $B_2 B_1$ an ein anderes Wärmereservoir von der geringeren Temperatur T_2 die Wärmemenge Q_1' abgegeben, so gelten für diesen Proceß die Gleichungen:

$$L_1 = \frac{Q_1 + Q_1'}{A}$$

und

$$\frac{Q_1}{T_1} + \frac{Q_1'}{T_2} = 0,$$

wenn hier und in der Folge immer eine von dem Körper aufgenommene Wärmemenge als positiv, daher eine abgegebene Wärmemenge (Q'_1) als negativ aufgefaßt wird. Die gewonnene Arbeit ist wieder durch die Fläche $A_1 A_2 B_2 B_1$ dargestellt.

Genau dieselben Betrachtungen gelten für andere Kreisprocesse, welche der Körper hierauf zwischen den Isothermen T_2 und T_3, zwischen T_3 und T_4, sowie zwischen T_4 und T_5 vollführt, und für welche die Vierecke $C_1 D_2$, $E_1 F_2$, $G_1 H_2$ in ihren Umfängen die Bewegung des Körpers und in ihren Flächenräumen die Größe der verrichteten Arbeiten bezeichnen sollen. Bedeuten auch hier wieder Q_2, Q_3 und Q_4 die empfangenen Wärmemengen von den Temperaturen T_2, T_3 und T_4 und Q'_2, Q'_3 und Q'_4 die abgegebenen Wärmemengen von den zugehörigen Temperaturen T_3, T_4 und T_5, so erkennt man sogleich, daß die Summe der durch alle Kreisprocesse erzielten Arbeiten durch

$$L = L_1 + L_2 + L_3 + \cdots = \frac{Q_1 - Q'_1 + Q_2 - Q'_2 + \cdots}{A} = \Sigma \frac{Q}{A} \quad (68)$$

gegeben ist. In gleicher Weise muß wegen der Umkehrbarkeit der Kreisprocesse die Beziehung gelten:

$$0 = \frac{Q_1}{T_1} - \frac{Q'_1}{T_2} + \frac{Q_2}{T_2} - \frac{Q'_2}{T_3} + \cdots = \Sigma \frac{Q}{T} \quad . \quad . \quad (69)$$

wenn mit Σ die Summirung der algebraischen Werthe von Q und beziehungsweise von $\frac{Q}{T}$ angedeutet wird.

Es ist auch klar, daß an dem Resultat nichts geändert wird, wenn man den Körper anstatt der einzelnen auf einander folgenden einfachen Kreisprocesse einen einzigen zusammengesetzten durchlaufen läßt, welcher durch den Umfang der geschlossenen Figur $A_1 A_2 B_2 C_2 D_2 E_2 \ldots C_1 B_1 A_1$ dargestellt wird, da es für den Erfolg gleichgültig ist, in welcher Reihenfolge die einzelnen Zustandsänderungen vorgenommen werden, und da bei den Einzelprocessen auf den Wegen $B_1 B_2$, $D_1 D_2$ und $G_1 G_2$ immer je zwei gleiche und entgegengesetzte Bewegungen vorkommen, die sich gegenseitig aufheben. Denkt man sich nun die Differenzen der Temperaturen $T_1, T_2, T_3 \ldots$, zwischen welchen die einzelnen Theile des zusammengesetzten Kreisprocesses vor sich gehen, kleiner und kleiner werdend, so geht das Polygon im Grenzzustande in die in der Figur eingezeichnete Curve über, und man hat hierfür die Temperaturdifferenz durch ∂t und die Wärmezu- oder Abfuhr durch ∂Q auszudrücken. Die beiden Gleichungen für die Summen nehmen daher die Gestalt an

(I°) $$\frac{1}{A} \int \partial Q = L \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (70)$$

(II) $$\int \frac{\partial Q}{T} = 0,$$

wobei stillschweigend vorauszusetzen ist, daß die Integration sich auf den vollständigen Kreisproceß zu erstrecken hat, d. h. daß die obere Grenze des Integrals mit der untern übereinstimmen muß.

Die Gleichung (II) wird nach Clausius gemeiniglich als die zweite Hauptgleichung der mechanischen Wärmetheorie bezeichnet. Nach derselben ist also für einen vollständigen umkehrbaren Kreisproceß eines beliebigen Körpers die algebraische Summe des Quotienten gleich Null, welche man erhält, wenn man jede der zu- und abgeführten Wärmemengen dividirt durch die zugehörige Temperatur.

Man kann bemerken, daß die Gleichung (70) im Wesentlichen der ersten Hauptgleichung (I^a)

$$\partial Q = A\,(\partial U + \partial L)$$

entspricht, welche die Aequivalenz der Wärme und Arbeit ausspricht, denn man erhält (70) aus (I^a), sobald man $\partial U = 0$ setzt, wie es für den vollständigen Kreisproceß der Fall ist.

Die zweite Hauptgleichung wird zuweilen auch noch in anderer Form angeführt. Aus dem Umstande nämlich, daß das Integral $\int \frac{\partial Q}{T}$ den Werth Null annimmt, wenn die obere Grenze gleich der untern gewählt wird, geht hervor, daß der Werth $\frac{\partial Q}{T}$ das vollständige Differential einer gewissen Function sein muß. Setzt man hierin für ∂Q seinen Werth nach (I^b) und zwar

$$\partial Q = A\,(X\partial p + Y\partial v),$$

so muß auch

$$A\left(\frac{X}{T}\,\partial p + \frac{Y}{T}\,\partial v\right)$$

ein vollständiges Differential sein. Wenn dies aber der Fall ist, so hat man nach einem bekannten Satze der Differentialrechnung:

$$\frac{\partial\left(\frac{X}{T}\right)}{\partial v} = \frac{\partial\left(\frac{Y}{T}\right)}{\partial p}.$$

Durch Entwickelung dieser Gleichung folgt daher

$$\frac{1}{T}\,\frac{\partial X}{\partial v} - \frac{X}{T^2}\,\frac{\partial T}{\partial v} = \frac{1}{T}\,\frac{\partial Y}{\partial p} - \frac{Y}{T^2}\,\frac{\partial T}{\partial p}$$

oder

$$T\left(\frac{\partial Y}{\partial p} - \frac{\partial X}{\partial v}\right) = Y\,\frac{\partial T}{\partial p} - X\,\frac{\partial T}{\partial v}$$

und da der Klammerausdruck der linken Seite nach (I) gleich der Einheit ist, so folgt:

$$T = Y\,\frac{\partial T}{\partial p} - X\,\frac{\partial T}{\partial v} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (\mathrm{II}^{a})$$

§. 224. **Der nicht umkehrbare Kreisprocess.** Bisher wurde immer vorausgesetzt, daß der Kreisproceß, welchem der betrachtete Körper unterworfen wurde, ein umkehrbarer sei, d. h. ein solcher, dessen Wirkung sich vollständig dadurch aufheben läßt, daß man den Körper die nämliche Reihe von Veränderungen unter sonst gleichbleibenden Verhältnissen in der entgegengesetzten Reihenfolge durchmachen läßt. Damit dieses möglich, damit also ein Kreisproceß umkehrbar sei, müssen zwei Bedingungen erfüllt sein.

Zunächst ist, wie schon früher angedeutet, erforderlich, daß der Druck, welchen der betrachtete Körper in irgend welchem Augenblicke nach außen hin zu äußern vermag, stets einem Gegendrucke begegne, welcher ihm gleich ist, oder genauer ausgedrückt, welcher von ihm nur um eine verschwindend kleine Größe abweicht. Eine gewisse, wenn auch außerordentlich kleine, Differenz zwischen den beiden Drucken wird man immer annehmen müssen, wenn überhaupt Bewegung eintreten soll, und es ist deutlich, daß der äußere Gegendruck um diesen kleinen Betrag größer oder kleiner als der von dem Körper ausgeübte Druck anzunehmen ist, je nachdem die betreffende Veränderung des Zustandes eine Zusammendrückung oder Ausdehnung des Körpers bedingt.

Diese Bedingung wird, wenigstens annähernd, erfüllt sein für den Dampf, welcher in dem Cylinder einer Dampfmaschine durch seine Ausdehnung den Dampfkolben vor sich herschiebt, denn wenn man auch nicht annehmen darf, daß der Widerstand der von der Maschine betriebenen Arbeitsmaschinen in jedem Augenblicke genau dem Dampfdrucke auf dem Kolben entspricht, so muß man doch die ausgleichende Wirkung der Schwungmassen darin erkennen, daß sie jederzeit durch ihre lebendige Kraft die Ueberwindung eines größern Arbeitswiderstandes genau in dem erforderlichen Betrage unterstützen, während sie andererseits dem größern Dampfdrucke vermöge ihrer Trägheit einen Widerstand entgegensetzen, welcher zusammen mit dem Arbeitswiderstande gerade gleich dem Dampfdrucke ist.

Dagegen wird ein Vorgang, wie der folgende, das Beispiel eines nicht umkehrbaren Processes sein, wegen der nicht vorhandenen Uebereinstimmung von Körperdruck und Widerstand. Denkt man ein mit verdichteter Luft gefülltes Gefäß A durch Oeffnen eines Hahns mit einem zweiten Ge-

fäße B verbunden, in welchem sich verdünnte oder gewöhnliche atmosphärische Luft befindet, so strömt die verdichtete Luft mit einer von ihrem Ueberdrucke abhängigen Geschwindigkeit von A nach B, indem dieser Ueberdruck hier nicht zur Verrichtung von Arbeit durch Ueberwindung eines Widerstandes verwendet wird, sondern zur Beschleunigung der ausströmenden Luft dient. Die in Folge hiervon in dieser Luft aufgespeicherte mechanische Arbeit wird nachher, wenn die Luft in B wieder zur Ruhe kommt, in Wärme verwandelt, während das Gefäß A bei Erzeugung der Ausströmungsgeschwindigkeit einer Abkühlung unterworfen war. Nachdem die Spannung der Luft in beiden Gefäßen gleich geworden, ist die gesammte in derselben vorhandene Wärme wieder die ursprüngliche geworden, wenn keine Verluste durch Abkühlung ꝛc. eintraten. Eine mechanische Arbeit ist hierbei nicht verrichtet worden. Es ist klar, daß man nunmehr den ursprünglichen Zustand durch Umkehrung des Vorganges nicht wieder herstellen kann, ohne eine gewisse mechanische Arbeit aufzuwenden.

Die zweite Bedingung, welcher ein Kreisproceß genügen muß, um umkehrbar zu sein, besteht darin, daß der vermittelnde Körper immer, wenn er Wärme von außen erhält oder dahin abgiebt, nur mit Körpern in Berührung steht, deren Temperatur mit seiner eigenen in der Art übereinstimmt, daß der Unterschied zwischen den Temperaturen nur unmerklich ist, und zwar hat man sich auch hier zu denken, daß die Temperatur des Wärme abgebenden Körpers immer um eine sehr kleine Größe höher ist, als die des Wärme empfangenden, damit überhaupt der Uebergang der Wärme möglich ist. Nur unter dieser Voraussetzung ist es denkbar, daß bei dem umgekehrten Processe der Körper in derselben Art die Wärme wieder an das betreffende Wärmemagazin abgebe, in welcher er sie aus demselben bei dem directen Processe empfing. Erhält dagegen der Körper die bei seiner Ausdehnung erforderliche Wärme aus einem Reservoir von merklich höherer Temperatur, so ist es nach dem Clausius'schen Grundsatze nicht möglich, daß er bei dem umgekehrten Vorgange diese Wärme an jenes Reservoir zurückgeben kann, welches eine höhere Temperatur hat, als der Körper selbst. Demgemäß ist daher der im vorigen Paragraphen betrachtete, durch Fig. 441 erläuterte Kreisproceß, bei welchem der Körper sich auf der Curve KK bewegt, nur unter der Voraussetzung umkehrbar, daß die den Körper umhüllenden, ihm Wärme liefernden und entziehenden Wärmereservoire in jedem Augenblicke mit dem vermittelnden Körper übereinstimmende Temperaturen haben, welche daher zwischen T_1 und T_5 veränderlich sind. Der Proceß ist dagegen nicht umkehrbar, wenn der Körper, wie dies meist geschehen wird, alle ihm zuzuführende Wärme aus einem Wärmereservoir von der höchsten Temperatur T_1 empfängt und wenn er alle abzugebende Wärme einem Wärmereservoir von der niedrigsten Temperatur T_5 zuführt. In dieser Beziehung werden die

$$T\left(\frac{\partial Y}{\partial p} - \frac{\partial X}{\partial v}\right) = Y\frac{\partial T}{\partial p} - X\frac{\partial T}{\partial v}$$

und da der Klammerausdruck der linken Seite nach (I) gleich der Einheit ist, so folgt:

$$T = Y\frac{\partial T}{\partial p} - X\frac{\partial T}{\partial v} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (\text{II}^a)$$

§. 224. **Der nicht umkehrbare Kreisprocess.** Bisher wurde immer vorausgesetzt, daß der Kreisproceß, welchem der betrachtete Körper unterworfen wurde, ein umkehrbarer sei, d. h. ein solcher, dessen Wirkung sich vollständig dadurch aufheben läßt, daß man den Körper die nämliche Reihe von Veränderungen unter sonst gleichbleibenden Verhältnissen in der entgegengesetzten Reihenfolge durchmachen läßt. Damit dieses möglich, damit also ein Kreisproceß umkehrbar sei, müssen zwei Bedingungen erfüllt sein.

Zunächst ist, wie schon früher angedeutet, erforderlich, daß der Druck, welchen der betrachtete Körper in irgend welchem Augenblicke nach außen hin zu äußern vermag, stets einem Gegendrucke begegne, welcher ihm gleich ist, oder genauer ausgedrückt, welcher von ihm nur um eine verschwindend kleine Größe abweicht. Eine gewisse, wenn auch außerordentlich kleine, Differenz zwischen den beiden Drucken wird man immer annehmen müssen, wenn überhaupt Bewegung eintreten soll, und es ist deutlich, daß der äußere Gegendruck um diesen kleinen Betrag größer oder kleiner als der von dem Körper ausgeübte Druck anzunehmen ist, je nachdem die betreffende Veränderung des Zustandes eine Zusammendrückung oder Ausdehnung des Körpers bedingt.

Diese Bedingung wird, wenigstens annähernd, erfüllt sein für den Dampf, welcher in dem Cylinder einer Dampfmaschine durch seine Ausdehnung den Dampfkolben vor sich herschiebt, denn wenn man auch nicht annehmen darf, daß der Widerstand der von der Maschine betriebenen Arbeitsmaschinen in jedem Augenblicke genau dem Dampfdrucke auf dem Kolben entspricht, so muß man doch die ausgleichende Wirkung der Schwungmassen darin erkennen, daß sie jederzeit durch ihre lebendige Kraft die Ueberwindung eines größern Arbeitswiderstandes genau in dem erforderlichen Betrage unterstützen, während sie andererseits dem größern Dampfdrucke vermöge ihrer Trägheit einen Widerstand entgegensetzen, welcher zusammen mit dem Arbeitswiderstande gerade gleich dem Dampfdrucke ist.

Dagegen wird ein Vorgang, wie der folgende, das Beispiel eines nicht umkehrbaren Processes sein, wegen der nicht vorhandenen Uebereinstimmung von Körperdruck und Widerstand. Denkt man ein mit verdichteter Luft gefülltes Gefäß A durch Oeffnen eines Hahns mit einem zweiten Ge-

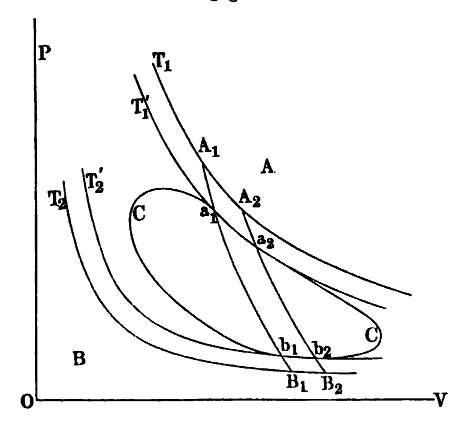
fäße B verbunden, in welchem sich verdünnte oder gewöhnliche atmosphärische Luft befindet, so strömt die verdichtete Luft mit einer von ihrem Ueberdrucke abhängigen Geschwindigkeit von A nach B, indem dieser Ueberdruck hier nicht zur Verrichtung von Arbeit durch Ueberwindung eines Widerstandes verwendet wird, sondern zur Beschleunigung der ausströmenden Luft dient. Die in Folge hiervon in dieser Luft aufgespeicherte mechanische Arbeit wird nachher, wenn die Luft in B wieder zur Ruhe kommt, in Wärme verwandelt, während das Gefäß A bei Erzeugung der Ausströmungsgeschwindigkeit einer Abkühlung unterworfen war. Nachdem die Spannung der Luft in beiden Gefäßen gleich geworden, ist die gesammte in derselben vorhandene Wärme wieder die ursprüngliche geworden, wenn keine Verluste durch Abkühlung ꝛc. eintraten. Eine mechanische Arbeit ist hierbei nicht verrichtet worden. Es ist klar, daß man nunmehr den ursprünglichen Zustand durch Umkehrung des Vorganges nicht wieder herstellen kann, ohne eine gewisse mechanische Arbeit aufzuwenden.

Die zweite Bedingung, welcher ein Kreisproceß genügen muß, um umkehrbar zu sein, besteht darin, daß der vermittelnde Körper immer, wenn er Wärme von außen erhält oder dahin abgiebt, nur mit Körpern in Berührung steht, deren Temperatur mit seiner eigenen in der Art übereinstimmt, daß der Unterschied zwischen den Temperaturen nur unmerklich ist, und zwar hat man sich auch hier zu denken, daß die Temperatur des Wärme abgebenden Körpers immer um eine sehr kleine Größe höher ist, als die des Wärme empfangenden, damit überhaupt der Uebergang der Wärme möglich ist. Nur unter dieser Voraussetzung ist es denkbar, daß bei dem umgekehrten Processe der Körper in derselben Art die Wärme wieder an das betreffende Wärmemagazin abgebe, in welcher er sie aus demselben bei dem directen Processe empfing. Erhält dagegen der Körper die bei seiner Ausdehnung erforderliche Wärme aus einem Reservoir von merklich höherer Temperatur, so ist es nach dem Clausius'schen Grundsatze nicht möglich, daß er bei dem umgekehrten Vorgange diese Wärme an jenes Reservoir zurückgeben kann, welches eine höhere Temperatur hat, als der Körper selbst. Demgemäß ist daher der im vorigen Paragraphen betrachtete, durch Fig. 441 erläuterte Kreisproceß, bei welchem der Körper sich auf der Curve KK bewegt, nur unter der Voraussetzung umkehrbar, daß die den Körper umhüllenden, ihm Wärme liefernden und entziehenden Wärmereservoire in jedem Augenblicke mit dem vermittelnden Körper übereinstimmende Temperaturen haben, welche daher zwischen T_1 und T_5 veränderlich sind. Der Proceß ist dagegen nicht umkehrbar, wenn der Körper, wie dies meist geschehen wird, alle ihm zuzuführende Wärme aus einem Wärmereservoir von der höchsten Temperatur T_1 empfängt und wenn er alle abzugebende Wärme einem Wärmereservoir von der niedrigsten Temperatur T_5 zuführt. In dieser Beziehung werden die

meisten in der Praxis vorkommenden Processe der Bedingung der Umkehrbarkeit nicht, oder nur annähernd genügen.

Man muß bemerken, daß auch die directen Uebergänge von Wärme aus Körpern von höherer in solche von niederer Temperatur stets Vorgänge darstellen, die sich nicht umkehren lassen. Hierhin gehören also alle Wärmezerstreuungen, wie sie durch Leitung und Strahlung veranlaßt werden, und welche für die betreffenden Maschinen als Verluste an nützlicher Wirkung aufgefaßt werden müssen. In gleicher Weise wird die zur Ueberwindung von Reibungswiderständen aufzuwendende mechanische Arbeit immer in Wärme verwandelt, welche wegen der Wärmeleitungsfähigkeit der Körper, an denen sie entsteht, theilweise zerstreut wird, daher bei dem umgekehrten Processe nicht wieder vollständig als mechanische Arbeit zur Wirkung kommt. Hirn hat zuerst darauf aufmerksam gemacht, daß die zur Ueberwindung der Kolbenreibung in Dampfmaschinen aufzuwendende Arbeit nicht verloren geht, sondern durch Umbildung in Wärme dem Dampfe zu gute kommt; hierbei ist natürlich von den Verlusten abzusehen, welchen diese Wärme in Folge der Abkühlung der Cylinderwandung ausgesetzt ist.

Fig. 442.



Es läßt sich nun leicht zeigen, daß ein nicht umkehrbarer Proceß, welcher zwischen zwei bestimmten Temperaturen, einer höchsten T_1 und einer niedrigsten T_2 verläuft, die Wärme niemals so vortheilhaft auszunützen, d. h. in Arbeit zu verwandeln gestattet, als ein zwischen denselben Temperaturen verlaufender umkehrbarer Proceß.

Um dies zu erkennen, seien T_1 und T_2, Fig. 442, die isothermischen Curven des vermittelnden Körpers M, welche den absoluten Temperaturen der beiden Körper A und B entsprechen, mit denen der Körper M bei Vollführung eines Kreisprocesses in Berührung kommt. Es sei ferner durch die Curve CC die Art der Zustandsänderung des Körpers für einen zu vollführenden Kreisproceß dargestellt, derart, daß wie bisher für jeden Punkt dieser Curve die verticale Ordinate den äußern Druck darstellt, während das Volumen durch die horizontale Ordinate gemessen wird. Denkt man sich durch irgend zwei sehr nahe neben einander liegende Punkte a_1 und a_2 dieser

Curve die beiden adiabatischen Linien $A_1 B_1$ und $A_2 B_2$ gelegt und seien die Temperaturen, welche den durch die Curvenelemente $a_1 a_2$ und $b_1 b_2$ gehenden Isothermen entsprechen, beziehungsweise mit T_1' und T_2' bezeichnet, so gilt für den durch das Flächenelement $a_1 a_2 b_2 b_1$ dargestellten elementaren Kreisproceß nach dem Vorstehenden die Bedingung

$$\frac{Q_1}{T_1'} = \frac{Q_2'}{T_2'} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (62)$$

wenn Q_1 die zugeführte und Q_2' die abgeführte Wärme dem absoluten Werthe nach bedeutet. Hierbei ist es gleichgültig, ob die Wärme Q_1 aus einem Körper von der Temperatur T_1' oder der höhern T_1 herrührt, und ob die Wärme Q_2' an einen andern Körper von der Temperatur T_2' oder der niedern T_2 abgeführt wird. Um dies einzusehen, braucht man sich ja nur zu denken, der Uebergang von A nach M und von M nach B geschehe nicht direct, sondern durch Zwischenkörper a und b, welche die Temperaturen T_1' und T_2' haben. In diesem Falle ist der betrachtete Kreisproceß $a_1 a_2 b_2 b_1$ als ein zwischen den Temperaturen T_1' und T_2' umkehrbar verlaufender aufzufassen. Die durch den Flächenstreifen $a_1 a_2 b_2 b_1$ dargestellte Arbeit bestimmt sich wieder zu

$$L' = \frac{Q_1 - Q_2'}{A}$$

oder, da aus der vorhergehenden Gleichung

$$Q_2' = Q_1 \frac{T_2'}{T_1'}$$

folgt, zu

$$L' = \frac{Q_1}{A}\left(1 - \frac{T_2'}{T_1'}\right) = \frac{Q_1}{A} \frac{T_1' - T_2'}{T_1'} \quad \ldots \quad (65)$$

Würde man dagegen dieselbe Wärmemenge Q_1 für einen zwischen den Temperaturen T_1 und T_2 verlaufenden umkehrbaren Kreisproceß verwendet haben, so erhielte man die abgeführte Wärmemenge durch die Gleichung

$$\frac{Q_1}{T_1} = \frac{Q_2}{T_2} \quad \text{zu} \quad Q_2 = Q_1 \frac{T_2}{T_1},$$

dieselbe ist also kleiner als $Q_2' = Q_1 \frac{T_2'}{T_1'}$, und sonach ist die erzeugte Arbeit

$$L = \frac{Q_1 - Q_2}{A} = \frac{Q_1}{A}\left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right) = \frac{Q_1}{A} \frac{T_1 - T_2}{T_1}$$

größer als L'. Dieselbe Betrachtung läßt sich natürlich für jedes andere durch zwei nahe benachbarte Adiabaten herausgeschnittene Element der Fläche $C a_1 C b_1$ anstellen, daher die ganze durch den betrachteten Proceß

erreichte Arbeit kleiner ist, als diejenige, welche durch dieselbe Wärmemenge Q_1 zwischen denselben Temperaturen T_1 und T_2 auf umkehrbarem Wege erzielt werden kann.

Nennt man das Verhältniß

$$\frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \eta \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (71)$$

zwischen der in nützliche Arbeit verwandelten Wärme zu der aufgewendeten den Verwandlungswerth, so kann man die gefundene Beziehung auch so aussprechen:

Der Verwandlungswerth eines zwischen zwei bestimmten Temperaturen verlaufenden umkehrbaren Processes ist größer, als der irgend eines andern zwischen denselben Temperaturen vor sich gehenden nicht umkehrbaren.

Es ist auch aus dem Vorstehenden klar, daß die Gleichung (II):

$$\int \frac{\partial Q}{T} = 0$$

für den nicht umkehrbaren Proceß keine Gültigkeit haben kann, denn da

$$\frac{Q_1}{T_1'} - \frac{Q_2'}{T_2'} = 0$$

ist, so muß

$$\frac{Q_1}{T_1} - \frac{Q_2'}{T_2} < 0$$

sein, weil offenbar

$$\frac{Q_1}{T_1} < \frac{Q_1}{T_1'} \quad \text{und} \quad \frac{Q_2'}{T_2} > \frac{Q_2'}{T_2'}$$

ist. Wenn man daher wieder die dem Körper M zugeführten Wärmemengen als positive und die abgeführten als negative in Rechnung stellt, so hat man für den nicht umkehrbaren Kreisproceß:

$$\int \frac{\partial Q}{T} < 0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (72)$$

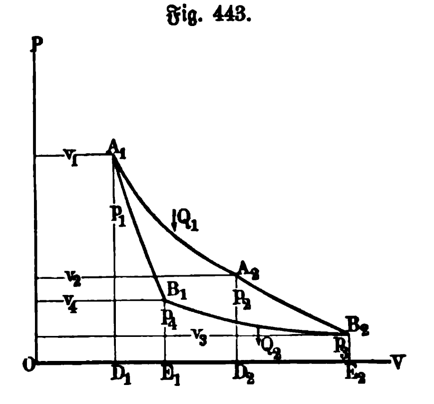
§. 225. **Der Carnot'sche Kreisprocess ein Verwandlungspaar.** In den vorstehenden Paragraphen ist die Art der Umwandlung von Wärme in Arbeit und umgekehrt, wie sie als eine Folge des Carnot'schen Processes erscheint, im Wesentlichen so dargestellt, wie dies in fast allen bisher bekannt gewordenen Schriften über die mechanische Wärmetheorie geschieht. Dabei spricht man immer nach dem Vorgange von Carnot und Clausius

von einer Ueberführung oder einem Uebergange von Wärme aus einem wärmern in einen káltern Körper bezw. umgekehrt und man muß, um den zweiten Hauptsatz, oder vielmehr die allgemeine Geltung der Gleichung:

$$\frac{Q_1}{T_1} = \frac{Q_2}{T_2}$$

für alle Körper zu erweisen, den in §. 222 angeführten Grundsatz von Clausius als richtig annehmen. Dieser Grundsatz kann indessen ganz entbehrt werden, wenn man die allerdings fast allgemein gewordene Auffassung aufgiebt, wonach bei dem Carnot'schen Processe die Wärme einem Uebergange zwischen den beiden Körpern von den Temperaturen T_1 und T_2 ausgesetzt sein soll. Ein solcher Uebergang findet bei diesem Processe gar nicht statt, wie sich leicht durch eine genauere Betrachtung desselben ergiebt. Die ganze Wärmemenge Q_1 nämlich, welche von dem wärmern Körper A an den vermittelnden Körper M abgegeben wird, während derselbe sich auf der isothermischen Curve, Fig. 443, von A_1 bis A_2 ausdehnt, wird in ihrem ganzen Betrage in die Arbeit L_1 verwandelt. Das vermittelnde Gas M behält von dieser Wärmemenge Q_1 nichts zurück, sein gesammter Gehalt an innerer Wärme hat am Ende der Ausdehnung in A_2 wegen der constant gebliebenen Temperatur genau denselben Werth wie beim Beginn der Expansion in A_1. Wenn aber der vermittelnde Körper von dieser Wärmemenge Q_1 nichts zurückbehalten hat, so kann er davon doch auch nichts an den kältern Körper B abgeben oder überführen. Allerdings empfängt dieser letztere bei der nachherigen Zusammendrückung von B_2 nach B_1 eine gewisse Wärmemenge Q_2 aus dem vermittelnden Körper M, aber es leuchtet ein, daß diese Wärmemenge ganz neu aus der äußern Arbeit L_2 entsteht, die zur Zusammendrückung aufgewendet werden muß. Aus der vorher von A abgegebenen Wärme Q_1 ist dieser Wärmebetrag Q_2 also nicht entnommen, was doch vorauszusetzen wäre, wenn man den betreffenden Vorgang einen Uebergang oder eine Wärmeüberführung nennen will. Man hat es hiernach bei dem Carnot'schen Processe überhaupt gar nicht mit Wärmeübergängen zwischen verschieden warmen Körpern, sondern nur mit Wärme- oder Energieumwand-

Fig. 443.



lungen zu thun, und zwar setzt sich ein solcher Proceß, wie aus dem Ganzen ohne Weiteres folgt, immer aus zwei entgegengesetzten Verwandlungen, nämlich zuerst einer solchen von Wärme in Arbeit und darauf einer zweiten von Arbeit in Wärme zusammen. Die erstere Verwandlung von Wärme in Arbeit findet bei der Ausdehnung und die zweite von Arbeit in Wärme findet bei der Zusammendrückung statt, und diese beiden entgegengesetzten Verwandlungen sind bei dem Carnot'schen Processe deswegen absolut nöthig, weil dieser Proceß seinem innern Wesen nach immer aus einer Ausdehnung und einer Zusammendrückung sich zusammensetzen muß, da der vermittelnde Körper schließlich in seinen Anfangszustand zurückkehrt.

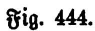
Bezeichnet man den Quotienten $\frac{Q}{T}$ aus einer beliebigen Wärmemenge Q dividirt durch die ihr zugehörige absolute Temperatur T als das „Wärmegewicht“ (s. d. f. §. 226), so kann man hiernach den Carnot'schen zwischen den Temperaturen T_1 und T_2 verlaufenden Kreisproceß einfach als ein „Verwandlungspaar“, d. h. als ein Paar von zwei entgegengesetzten Verwandlungen von gleichem Gewichte zwischen diesen Temperaturen T_1 und T_2 kennzeichnen.

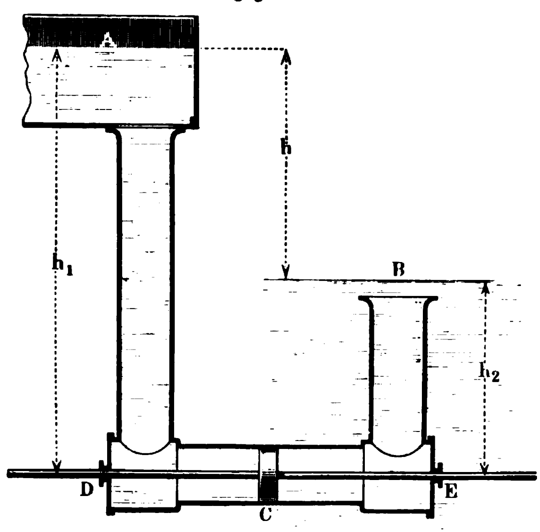
Immer, wenn bei diesem Processe eine gewisse Wärme in Arbeit verwandelt wird, muß auch gleichzeitig eine bestimmte Verwandlung von Arbeit in Wärme vor sich gehen, und zwar gilt diese Beziehung ebenso wohl für den directen Kreisproceß, durch welchen nützliche Arbeit gewonnen wird, wie auch für den entgegengesetzt geführten Gang, bei welchem mechanische Arbeit verbraucht wird. Die gewonnene oder verbrauchte Arbeit erscheint dabei stets als die Resultirende von zwei gleich schweren entgegengesetzten Verwandlungen und niemals als das Resultat von nur einer einzigen Verwandlung. Man kann hier in gewissem Sinne das Beispiel eines Drehungspaares zum Vergleiche anführen, bei welchem eine geradlinigte Bewegung als das Resultat von zwei entgegengesetzten gleichgroßen Drehungen, niemals aber als dasjenige einer einzigen Drehung erscheint.

Man hat auch öfter die Verwandlung der Wärme in Arbeit mit der Ausnützung des Wassers in hydraulischen Motoren verglichen, indem man die Temperaturen gewissermaßen als Gefällhöhen betrachtete, ein Vergleich, welcher geeignet ist, den Vorgang bei dem Carnot'schen Kreisprocesse ganz besonders klar zu machen und welcher daher hier noch angeführt werden möge.

Man denke sich ein bestimmtes Wassergewicht G von dem Wasserspiegel A, Fig. 444, bis zu dem um h Meter tiefer gelegenen Wasserspiegel in B niederfallen, so wird dasselbe eine mechanische Arbeit von Gh Meterkilogramm

verrichten und in einer hydraulischen Maschine zur Aeußerung bringen können. Als eine solche Maschine sei etwa eine Wassersäulenmaschine in C gedacht, deren Aufstellungsort um die Höhe h_1 unter A und um $h_2 = h_1 - h$ unter B vorausgesetzt werden mag. Das Wassergewicht G wird beim Niederfallen von A bis C offenbar eine mechanische Arbeit gleich $G h_1$ verrichten, indem der Kolben in der Richtung von D nach E fortgeschoben wird; aber gleichzeitig ist eine ebenso große Wassermenge von C auf die Höhe h_2 bis zum Wasserspiegel in B zu erheben, wozu eine Arbeit $G h_2$


Fig. 444.



aufgewendet werden muß. Als erzeugte Nutzleistung wird daher auf die Wassersäulenmaschine in C nur die Arbeit $G\,(h_1 - h_2) = G h$ übertragen, und es entspricht dieser Vorgang demjenigen der Arbeitserzeugung $L = \frac{Q_1}{T_1}(T_1 - T_2)$ bei dem direct geführten Carnot'schen Kreisprocesse. Denkt man sich jetzt den Vorgang umgekehrt, so daß der Kolben C von E nach D geschoben wird, so wirkt die Vorrichtung als eine Pumpe, und wenn ein Wasserquantum G von dem Niveau B bis zu C herabsinkt, so muß nothwendig eine gleiche Wassermenge von C bis zum obern Wasserspiegel A erhoben werden, so daß jetzt eine mechanische Arbeit von derselben Größe $G\,(h_1 - h_2)$ aufgebraucht wird. Offenbar stimmt dieser Vorgang mit dem in umgekehrter Richtung geführten Carnot'schen Kreisprocesse überein.

Es wurde in §. 221 bewiesen, daß für Luft oder ein vollkommenes Gas als Vermittelungskörper die beiden betreffenden Wärmemengen Q_1 und Q_2 in der Beziehung

$$\frac{Q_1}{T_1} = \frac{Q_2}{T_2}$$

zu einander stehen. Es ist nun nach unserer Definition des Carnot'schen Processes als eines Verwandlungspaares leicht, zu zeigen, daß diese Gleichung auch für jeden beliebigen andern vermittelnden Körper gelten muß, ohne daß man dazu besondere Axiome, wie dasjenige des Clausius'schen Grundsatzes ist, anzunehmen hätte. Wir denken uns zu dem Zwecke, es fände ein Carnot'scher Kreisproceß zwischen den Temperaturen T_1 und T_2 mit einem beliebigen vermittelnden Körper statt, welchem ebenfalls aus dem wärmern Magazin die Wärmemenge Q_1 von der Temperatur T_1 zugeführt werden soll. Gesetzt nun, die hierbei von dem kältern Körper aufgenommene Wärmemenge habe nicht denselben Betrag Q_2 wie bei vollkommenen Gasen, sondern einen andern Werth $Q_2' = Q_2 + \varDelta Q$. Es müßte dann nach dem ersten Hauptsatze eine der Differenz $Q_1 - Q_2'$ äquivalente Arbeit geleistet, oder beim umgekehrt geführten Processe verbraucht werden, welche Arbeit um den mit $\varDelta Q$ äquivalenten Betrag $\varDelta L$ kleiner wäre, als der Werth L für Luft angiebt. Jetzt hat man sich nur zu denken, es werde der Kreisproceß einmal mit Luft in der einen und dann mit dem beliebigen Körper in der entgegengesetzten Richtung, jedesmal zwischen denselben Temperaturen T_1 und T_2 und mit demselben Wärmequantum Q_1 vorgenommen, um die Unmöglichkeit einzusehen, daß Q_2' verschieden von Q_2 sein könne. Gesetzt z. B., man läßt den Proceß mit Luft in der directen Richtung vor sich gehen, so giebt der wärmere Körper A die Wärmemenge Q_1 ab, der kältere Körper B erhält die Wärmemenge Q_2 und eine Arbeit $L = \frac{1}{A}(Q_2 - Q_1)$ wird erzeugt. Bei dem darauf mit dem beliebigen Körper vorgenommenen umgekehrt geführten Processe empfängt das wärmere Magazin wiederum die Wärme Q_1, das kältere giebt diejenige $Q_2' = Q_2 + \varDelta Q$ ab und es wird eine Arbeit $L' = \frac{1}{A}(Q_1 - Q_2') = L - \varDelta L$ hierzu verbraucht. Als das Resultat beider Vorgänge finden wir daher, daß in dem wärmern Körper A keine Aenderung vorgekommen ist, da er dieselbe Wärme Q_1 zuletzt wieder erhielt, die er zuerst abgab. Der kältere Körper B dagegen hat die Wärmemenge $Q_2' - Q_2 = \varDelta Q$ verloren, und es ist eine mit dieser Wärmemenge äquivalente Arbeit $L - L' = \varDelta L$ erzeugt worden. Hieraus würde also zu schließen sein, daß in Folge dieses zweimaligen Carnot'schen Processes ein gewisser Gewinn an Arbeit $\varDelta L$ als das Resultat von nur

einer einzigen Umwandlung der Wärmemenge ΔL erschiene, was nach der oben gegebenen Erklärung des Carnot'schen Processes ebenso unmöglich ist, wie es nicht möglich ist, einen Kreisproceß durch nur eine Ausdehnung oder durch nur eine Zusammendrückung hervorzurufen. Man würde ja durch die gewonnene Arbeit ΔL die Luft isothermisch noch weiter zusammendrücken können, wodurch dem kältern Wärmemagazin auch die Wärme ΔQ zurückgegeben würde, und hätte auf diese Weise ohne Aufwendung von Arbeit und ohne Aufwendung von Wärme Luft isothermisch zusammengedrückt, was mit dem Gesetz von der Erhaltung der Kraft unvereinbar wäre. Hierin dürfte ein vollgültiger Beweis dafür enthalten sein, daß die mehrerwähnte Beziehung:

$$\frac{Q_1}{T_1} = \frac{Q_2}{T_2}$$

ganz allgemeine Gültigkeit hat, mit welchem Körper als dem vermittelnden man auch den Carnot'schen Kreisproceß vorgenommen denkt.

Zu diesem Beweise des zweiten Hauptsatzes ist der in §. 222 angegebene Clausius'sche Grundsatz, welcher von einem eventuellen Uebergange der Wärme aus einem kältern in einen wärmern Körper handelt, deswegen gar nicht erforderlich, weil bei dem Carnot'schen Kreisprocesse Wärmeübergänge in der That überhaupt nicht vorkommen, wenn man nicht etwa mit dem Begriffe des Ueberganges stillschweigend denjenigen einer zweimaligen entgegengesetzten Umwandlung verbinden will. Man wird vielmehr, entgegen jenem Grundsatze, annehmen müssen, daß ein Uebergang von Wärme immer und unter allen Umständen nur in absteigender Richtung von wärmeren Körpern zu kälteren stattfinden kann, ebenso wie lebendige Kraft oder kinetische Energie immer nur von schneller bewegten Körpern an langsamer bewegte, niemals umgekehrt, übertragen werden kann.

Man hat daher in der Theorie der Wärme die beiden Vorgänge der Verwandlung und des Ueberganges streng aus einander zu halten, und es wird, wenn man diese Trennung festhält, der Unterschied zwischen den sogenannten umkehrbaren und den nicht umkehrbaren Processen ganz überflüssig. Ein umkehrbarer Proceß, wie der von Carnot angegebene, ist überhaupt nur in der Vorstellung beruhend, die Natur und die Technik zeigen uns nirgend das wirkliche Beispiel eines solchen, ebenso wie wir nirgendwo einen Zustand vollkommen reibungsloser Bewegung finden. Alle hier in Betracht kommenden Vorgänge der Wärmetechnik setzen sich aus Verwandlungen und Uebergängen zusammen, von welchen, wie gezeigt wurde, die ersteren nach entgegengesetzten Richtungen vorgenommen werden können, also umkehrbar sind, während die Uebergänge nur in absteigender Richtung, niemals in der entgegengesetzten auftreten können. Eine solche Unterscheidung bei der Be-

urtheilung der verschiedenen Vorgänge ist für die praktische Wärmelehre von hervorragender Bedeutung. Diese Beurtheilung wird ganz besonders durch graphische Darstellungen veranschaulicht und erleichtert, indem diese letzteren in scharfer, nicht mißzuverstehender Weise den Unterschied zwischen Verwandlungen und Uebergängen zum Ausdruck bringen, wie dies im Folgenden gezeigt werden soll.

§. 226. **Wärmegewicht.** Zur Erläuterung der vorstehenden Sätze aus der Wärmelehre hat Zeuner den oben entwickelten Formeln (65) und (66), wie folgt, eine Deutung gegeben, welche sich an bekannte Fälle der Dynamik anschließt. Die mechanische Arbeit L, welche durch die Zuführung einer Wärmemenge Q_1 bei einem Carnot'schen Kreisprocesse zwischen den absoluten Temperaturen T_1 und T_2 gewonnen wird, drückt sich nach (65):

$$L = \frac{Q_1}{A_1 T_1} (T_1 - T_2)$$

durch das Product der beiden Größen $\frac{Q_1}{A T_1}$ und $(T_1 - T_2)$ aus. Da nun auch die mechanische Arbeit, welche eine bestimmte Masse beim Niedersinken von einer gewissen Höhe verrichten kann, ebenfalls durch das Product aus dem Gewichte in die Fallhöhe dargestellt ist, so vergleicht Zeuner die Größe $\frac{Q_1}{A T_1}$ mit einem gewissen Gewichte:

$$G = \frac{Q_1}{A T_1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (73)$$

dem von ihm sogenannten Wärmegewichte, und die Differenz $T_1 - T_2$ mit einer bestimmten Fallhöhe, dem sogenannten Wärmegefälle.

Hiernach hat man sich die absoluten Temperaturen als verticale Höhen über einer horizontalen Grundebene zu denken, welche letztere dem absoluten Nullpunkte der Temperatur entspricht. Für jede Temperatur T giebt es dann eine horizontale Ebene, deren Abstand von der Grundebene der Temperatur T proportional ist, und eine bestimmte Wärmemenge Q von dieser Temperatur T entspricht dann einem bestimmten Gewichte $G = \frac{Q}{A T}$, welches in diesem Niveau T zur Verfügung steht. Hat man daher in der Niveauebene T_1 eine Wärmemenge Q_1, welche bei einem umkehrbaren, zwischen den Temperaturen T_1 und T_2 verlaufenden Kreisprocesse dem vermittelnden Körper zugeführt wird, so ist die geleistete Arbeit gerade so groß, als wenn dieses Gewicht $G = \frac{Q_1}{A T_1}$ aus der Ebene T_1 in die niedriger gelegene Ebene T_2 Arbeit verrichtend niedersinkt, derartig, daß dieses Ge-

wicht mit einer unmerklich kleinen Geschwindigkeit in der untern Ebene ankommt. Wie dann andererseits zum Heben dieses Gewichtes G aus der niedern Ebene T_2 in die höher gelegene T_1 eine mechanische Arbeit

$$G\,(T_2 - T_1) = \frac{Q_1}{A\,T_1}.(T_1 - T_2)$$

aufgewendet werden muß, so kann Wärme von der geringern Temperatur in solche von höherer Temperatur nur durch Aufwendung von mechanischer Arbeit umgewandelt werden. Die Leistungen L_1 und L_2, welche das Gewicht G beim Niedersinken bis zur Grundebene verrichten kann, wenn es sich entweder in der Ebene T_1 oder T_2 befindet, sind verschieden, und verhalten sich wie die Höhen der Ebenen über der Grundebene, gerade wie dies mit den Wärmemengen Q_1 und Q_2 auch der Fall ist, d. h. es ist:

$$\frac{L_1}{T_1} = \frac{L_2}{T_2} = \frac{Q_1}{A\,T_1} = \frac{Q_2}{A\,T_2} = G.$$

Man kann daher mit Rücksicht hierauf den zweiten Hauptsatz auch dahin aussprechen, daß beim Carnot'schen Kreisprocesse die Wärmegewichte in beiden Ebenen gleich groß sind, oder daß die algebraische Summe der Wärmegewichte gleich Null ist, wenn man dem aus einer Ebene abgehenden Gewichte das positive und dem in eine Ebene eintretenden das negative Zeichen beigelegt denkt.

Es ist leicht ersichtlich, daß dieselbe Betrachtung auch für einen Kreisproceß gilt, der nach Art des in Fig. 441 dargestellten aus mehreren einfachen zusammengesetzt ist, welche zwischen verschiedenen Temperaturen T_1 und T_2, T_2 und T_3, T_3 und $T_4 \ldots$ verlaufen. Auch hier muß entsprechend den Gleichungen (68) und (69) die verrichtete Arbeit gleich der algebraischen Summe der Leistungen aller Gewichte und die algebraische Summe aller Wärmegewichte gleich Null sein.

Wenn ein Gewicht G bei seinem Niedersinken aus einer Ebene T_1 in eine tiefer gelegene T_2 keine oder nicht so viel Arbeit verrichtet, als der Fallhöhe entspricht, so wird die nicht zur Ueberwindung von Widerständen verbrauchte Arbeit zur Beschleunigung des Gewichtes G verwendet, welches in Folge dessen mit einer gewissen Geschwindigkeit v die untere Ebene T_2 erreicht, vermöge deren es das Arbeitsvermögen $G\,\frac{v^2}{2\,g}$ besitzt. Die ganze Leistungsfähigkeit des Gewichtes G bei seiner Ankunft in dem Niveau T_2, welche dasselbe zu äußern vermöchte, wenn es bis zur Grundebene fiele, beziffert sich daher auf $G\,T_2 + G\,\frac{v^2}{2\,g} = L_2'$, und dieser Leistung entspricht sonach ein Gewicht G' in der Ebene T_2, welches aus

$$G' T_2 = G \left(T_2 + \frac{v^2}{2\,g}\right)$$

zu

$$G' = G \left(1 + \frac{v^2}{2\,g} \frac{1}{T_2}\right)$$

folgt. Man ersieht leicht, daß dieser Vorgang dem nicht umkehrbaren Kreisprocesse entspricht, bei welchem der Körperdruck größer ist als der äußere Gegendruck, oder, was wesentlich dasselbe ist, bei welchem die dem vermittelnden Körper zugeführte Wärmemenge aus einem Wärmereservoir stammt, dessen Temperatur diejenige des Körpers übertrifft. In diesem Falle ist das Wärmegewicht G' in der Ebene T_2 größer als dasjenige G in der Ebene T_1, d. h. die algebraische Summe der Wärmegewichte ist negativ, wie es durch die Gleichung (72) für den nicht umkehrbaren Kreisproceß ausgedrückt ist.

Es erscheint unnöthig, die Uebereinstimmung noch weiter auszuführen, welche zwischen der Arbeitsleistung eines fallenden Gewichtes und derjenigen der Wärme stattfindet. Es möge hier nur ein Punkt von besonderm Interesse hervorgehoben werden. Der Umstand, daß in allen Dampfmaschinen die erzeugte mechanische Arbeit nur einen sehr geringen Procentsatz, im Mittel 5 bis 7, höchstens 10 Proc., derjenigen Arbeit beträgt, welche der durch die verbrannten Kohlen erzeugbaren Wärmemenge äquivalent ist, hat die Veranlassung gegeben, daß so gewichtige Stimmen, wie die Redtenbacher's, die Dampfmaschinen höchst unvollkommene Maschinen genannt haben. Zeuner*) gebührt das Verdienst, darauf aufmerksam gemacht zu haben, daß dieser geringe Effect nur zum kleinsten Theile der Unvollkommenheit des Princips oder der Wirkungsweise dieser Maschinen zuzuschreiben ist, vielmehr der Hauptsache nach in den natürlichen Verhältnissen seinen Grund hat, welche es von vornherein unmöglich machen, überhaupt jemals eine Nutzleistung zu erzielen, welche derjenigen auch nur entfernt sich nähert, die der durch das Brennmaterial zu entwickelnden Wärmemenge äquivalent ist. Diese letztere absolute Leistung als Maßstab für die Güte der calorischen oder Dampfmaschine anzunehmen, hieße nach Zeuner so viel, als wenn man bei der Beurtheilung der Güte eines Wasserrades anstatt des zwischen Ober- und Unterwasserspiegel vorhandenen Gefälles dasjenige zwischen der Quelle und dem Meeresspiegel des betreffenden Wasserlaufes zu Grunde legen wollte. Obschon dieser letztere Vergleich zu Einwendungen**) Veranlassung gegeben hat, so ist doch die erwähnte, von Zeuner ausgesprochene Behauptung nach geringfügiger Aenderung vollkommen zutreffend, wie sich aus dem Folgenden

*) Zeuner, Die mechanische Wärmetheorie, 2. Aufl.

**) Siehe v. Reiche, Der Dampfmaschinenconstructeur.

ergeben wird. Man kann nämlich, wenn man dem von Zeuner eingeführten „Wärmegewichte" eine etwas andere, sich an das eigentliche Wesen der Wärme näher anschließende Bedeutung beilegen will, die vorstehend entwickelten Resultate der mechanischen Wärmetheorie in sehr anschaulicher Art durch eine graphische Darstellung versinnlichen, welche auch, wenn in geeignetem Maßstabe ausgeführt, directes Abgreifen von Zahlenresultaten zum Ersatz der Rechnung ermöglichen würde. Diese Darstellung möge hier folgen.

Graphische Darstellung. Es sei im Folgenden eine bestimmte Wärmemenge und zwar der Einfachheit wegen gerade eine Calorie oder Wärmeeinheit vorausgesetzt und angenommen, diese Wärmemenge bilde den ganzen in einem gewissen Körper vorhandenen Wärmegehalt. In Hinsicht dieses Körpers möge ferner die Annahme gemacht werden, daß seine specifische Wärme für alle Temperaturen einen constanten Werth haben soll und es werde, gleichfalls der Einfachheit wegen, diese specifische Wärme gleich der Einheit, also gleich der des Wassers bei 0° C. angenommen. Ob es in der Natur wirklich einen solchen Körper giebt oder nicht, ist für die hier folgende Betrachtung gleichgültig, jedenfalls kann man sich einen solchen ideellen Körper vorstellen. Wenn das Gewicht desselben allgemein mit G bezeichnet wird und seine absolute Temperatur T ist, so hat man nach den gemachten Voraussetzungen die ganze in ihm enthaltene Wärmemenge §. 227.

$$G T = 1 \text{ W.-E.},$$

woraus

$$G = \frac{1}{T} \text{ kg}$$

folgt. Wir bezeichnen nun kurz dieses Gewicht G als das *Wärmegewicht einer Wärmeeinheit bei der absoluten Temperatur T*, so daß allgemein das Wärmegewicht einer beliebigen Wärmemenge Q bei der ebenfalls beliebigen Temperatur T durch $G = \frac{Q}{T}$ ausgedrückt ist, und man darunter also dasjenige Gewicht des vorausgesetzten ideellen Materials zu verstehen hat, in welchem bei der Temperatur T gerade die Wärmemenge Q enthalten ist, oder, *welches durch die Wärmemenge Q vom absoluten Nullpunkte gerade bis zur Temperatur T erwärmt werden könnte.*

Ebenso möge jetzt die Temperatur T eines Körpers durch eine gewisse Höhe in folgender Art ausgedrückt werden. Man hat sich nach dem Vorangegangenen die Wärme als eine Art der Bewegung vorzustellen, und wenn man auch über die besondere Natur dieser Bewegung nichts Näheres weiß, so wird man doch anzunehmen haben, daß nach den allgemeinen Gesetzen der Dynamik die vermöge dieser Bewegung in einem Massentheilchen enthaltene

Energie oder lebendige Kraft von der Geschwindigkeit dieser Bewegung abhängt und zwar etwa mit dem Quadrate dieser Geschwindigkeit proportional ist. Die Höhe der Temperatur giebt daher den Grad der Schwingungsgeschwindigkeit, oder der vermöge derselben in einem Massentheilchen enthaltenen lebendigen Kraft desselben an, und es erscheint daher gerechtfertigt, die Temperaturen durch die diesen Geschwindigkeiten zugehörigen Geschwindigkeitshöhen zu messen. Man hätte sich danach die einer Temperatur zugehörige Höhe als diejenige zu denken, auf welche ein Massentheilchen von dieser Temperatur sich vermöge seiner Schwingungsgeschwindigkeit würde erheben können, oder auch, von welcher es herunterfallen müßte, um die dieser Temperatur entsprechende Schwingungsgeschwindigkeit anzunehmen. Hiernach und aus der Größe des mechanischen Wärmeäquivalents $\frac{1}{A} = 424$ mkg folgt denn auch, daß unter den gemachten Voraussetzungen die jedem Temperaturgrade entsprechende Höhe gleich 424 m zu setzen ist, denn die zu Grunde gelegte Wärmemenge von 1 Calorie vermag natürlich von dem Körper, dessen specifische Wärme gleich Eins gesetzt wurde, gerade 1 kg um 1^0 zu erwärmen.

Man denkt sich nun zur Veranschaulichung ein rechtwinkeliges Coordinatensystem OTG, Fig. 445, auf dessen horizontaler Axe die Wärmegewichte G und auf dessen verticaler Axe die Temperaturen oder Höhen T aufgetragen werden. Bestimmt man dann für irgend eine Temperatur $T_1 = OB_1$ das zugehörige Wärmegewicht $G_1 = \frac{1}{T_1}$ und trägt dasselbe horizontal gleich OC_1 auf, so bestimmen diese Coordinaten einen Punkt A_1 von solcher Lage, daß die Rechteckfläche $OB_1A_1C_1$ das Maß für die mechanische Arbeit einer Calorie darstellt, denn diese Fläche ist durch $OC_1 . OB_1 = G_1 . T_1 . 424 = 424$ mkg ausgedrückt, da die Einheiten der verticalen Axe, wie erwähnt, gleich 424 m anzunehmen sind. Stellt man sich dieselbe Construction für alle möglichen Temperaturen T ausgeführt vor, so erhält man für die Lage des Punktes A eine gleichseitige Hyperbel, deren Asymptoten in die Axen OT und OG fallen und deren Gleichung

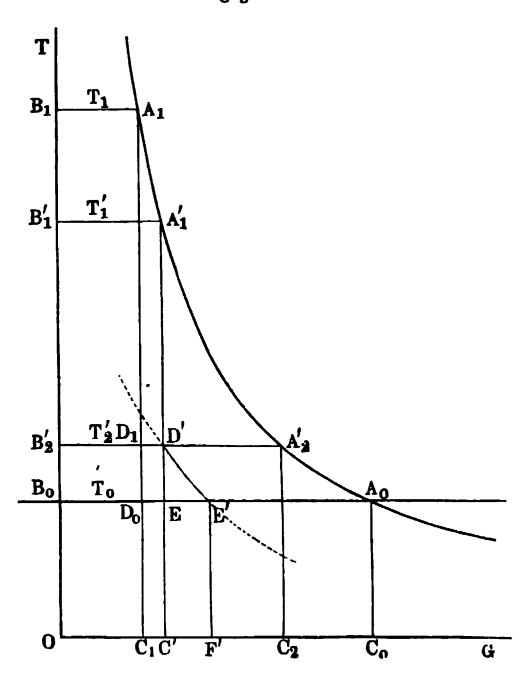
$$T . G = 1$$

ist. Für irgend einen Punkt wie A_2' dieser Curve hat das Rechteck $A_2'O$ dieselbe Größe wie A_1O, d. h. es stellt eine mechanische Arbeit von 424 mkg vor. Hieraus ersieht man, daß, wie es auch dem Grundsatz von der Erhaltung der Kraft entspricht, die durch die vorhandene Wärmemenge repräsentirte ganze Energie unabhängig von der Temperatur ist, und daß es in Hinsicht dieser Energie gleichgültig ist, ob diese Wärmemenge z. B. in 1 kg von 1^0 oder in $^1/_{1000}$ kg von 1000^0 enthalten ist. Wäre es möglich, diese

ganze vorhandene Energie in nützliche Arbeit zu verwandeln, so würde es daher auch ganz gleichgültig sein, ob man die Wärme dazu verwendet, die Körper auf hohe oder auf niedrige Temperaturen zu erwärmen.

Damit eine solche Gewinnung des vollständigen Energiebetrages ausführbar wäre, müßte es nun aber möglich sein, die Körper bis auf den absoluten Nullpunkt der Temperatur abzukühlen, was natürlich undenkbar ist. Es ist überhaupt nicht ausführbar, bei irgend einer Maschine oder sonstigen Vorrichtung den wirkenden Körper ohne künstliche

Fig. 445.



Vorrichtungen unter den Temperaturgrad der umgebenden Atmosphäre abzukühlen. Setzt man z. B. eine mittlere Jahrestemperatur an der Erdoberfläche von 12° C., also eine absolute Temperatur von 285° voraus, so ist diese die geringste Temperatur T_2, bis zu welcher höchstens eine Abkühlung des vermittelnden Körpers vorzunehmen ist. Es wäre ja allerdings wohl möglich, die Temperatur durch künstliche Wärmeentziehung, wie dies bei den Eismaschinen geschieht, noch weiter zu ermäßigen, aber es ist ohne Weiteres klar, daß dies nur durch einen entsprechenden Arbeitsaufwand erreichbar sein würde. Es muß nämlich, damit ein Körper

kälter gemacht werden soll als seine Umgebung, Wärme ihm entzogen, d. h. in Arbeit verwandelt werden; und hierzu ist nach der oben gegebenen Erklärung des Carnot'schen Processes eine gleich schwere entgegengesetzte Verwandlung von mechanischer Arbeit in Wärme erforderlich. Den vermittelnden Körper eines Kreisprocesses noch unter die Temperatur der Umgebung abkühlen wollen, hieße ungefähr so viel, als wenn man die Leistungsfähigkeit niedersinkender Körper, z. B. des Wassers von Flüssen, dadurch vergrößern wollte, daß man sie nicht bloß bis zur Erdoberfläche, sondern noch weiter nach dem Mittelpunkte der Erde hin ins Erdinnere wollte fallen lassen. Wäre es z. B. möglich, das Wasser eines Flusses noch unter den Meeresspiegel fallen zu lassen, etwa dadurch, daß man es in einen eingesetzten wasserleeren Schacht führte, so ist ohne Weiteres klar, daß zur Entleerung dieses Schachtes theoretisch vorher genau dieselbe mechanische Arbeit aufzuwenden sein würde, welche nachher durch das höhere Gefälle wieder erreicht werden könnte. Ebenso verhält es sich mit der künstlichen Abkühlung eines Körpers unter die Temperatur der umgebenden Atmosphäre. Diese Temperatur spielt für die Wärme eine ähnliche Rolle, wie das Niveau des Meeresspiegels in der Hydraulik, und die Temperatur des absoluten Nullpunktes entspricht in diesem Vergleiche etwa dem Mittelpunkte der Erde.

Es möge in Fig. 445 nun durch $OB_0 = T_0 = 285^0$ die der Atmosphäre im Durchschnitt entsprechende Temperatur dargestellt sein, so daß also die Ebene $B_0 A_0$ gewissermaßen den Horizont für die Temperaturen vorstellt. Denkt man sich wieder die Wärmeeinheit in dem Gewichte $G_1 = B_1 A_1$ von der Temperatur T_1 enthalten, so kann man diese Wärme von der Temperatur T_1 auf zweifache Weise in Wärme von der niedern Temperatur T_0 verwandeln, nämlich entweder durch einen Verwandlungsproceß oder durch einen Uebergang. Der letztere findet statt, wenn die Wärme von selbst, etwa durch Strahlung oder Leitung sich verbreitet, also ohne dabei eine Arbeit zu verrichten, und es ist nach dem Vorigen deutlich, daß die in $B_1 A_1$ enthaltene Wärmeeinheit gerade ausreichen wird, ein Gewicht $G_0 = B_0 A_0$ auf die Temperatur $T_0 = A_0 B_0 = 285^0$ zu bringen, welches in der Figur durch die der Ordinate T_0 zugehörige Absciſſe $B_0 A_0$ der Hyperbel gemessen wird. Man kann sich gewissermaßen vorstellen, die Wärme verbreite sich bei dem Uebergange abwärts in dem Raume zwischen OT und der Hyperbel in horizontalen Schichten. Offenbar ist das Rechteck OA_0 gleich demjenigen OA_1, und man ersieht hieraus, daß bei diesem von selbst erfolgenden Wärmeübergange die ganze vorhandene Energie dieselbe Größe beibehält, und daß mechanische Arbeit nicht geleistet worden ist. Nach dem vorstehend Gesagten läßt sich die in dem Gewichte $G_0 = B_0 A_0$ enthaltene Wärme von der Temperatur T_0 überhaupt nicht mehr in nützliche Arbeit verwandeln und ist also für unsere Zwecke als verloren anzusehen.

Die zweite Art der Verwandlung der Wärme von der Temperatur T_1 in solche von derjenigen T_0 kann mit Hülfe eines vermittelnden Körpers durch einen umkehrbaren Proceß geschehen. Hierbei verschwindet ein gewisser Theil der Wärme, welcher in Arbeit umgesetzt wird. Nimmt man an, daß dieser Proceß zwischen den Temperaturen $T_1 = OB_1$ und $T_0 = OB_0$ stattfinde, setzt man also voraus, daß dem vermittelnden Körper aus einem Wärmereservoir von der Temperatur T_1 eine Wärmemenge $Q_1 = 1$ Calorie zugeführt werde, so wird hierbei dem Wärmereservoir von der Temperatur T_0 eine Wärmemenge Q_0 mitgetheilt, welche nach §. 222 durch

$$\frac{Q_2}{T_0} = \frac{Q_1}{T_1} = \frac{1}{T_1}$$

gegeben ist. Diese Wärmemenge $Q_0 = T_0 \frac{1}{T_1}$ ist offenbar im Stande, gerade ein Wärmegewicht von der Größe $\frac{1}{T_1} = G_1 = B_1 A_1$ auf die Temperatur T_0 zu bringen. Zieht man daher durch A_1 eine Verticallinie $A_1 C_1$, so stellt $B_0 D_0$ das Wärmegewicht vor, welches der aus Arbeit entstandenen Wärmemenge Q_0 von der Temperatur $T_0 = OB_0$ entspricht. Da diese Wärme, welche aus den angegebenen Gründen niemals in Arbeit verwandelt werden kann, einer Leistung entspricht, welche durch das Rechteck $OB_0 D_0 C_1$ gemessen wird, so folgt, daß die Differenz der beiden Rechtecke OA_1 und OD_0, d. h. also das Rechteck $B_0 A_1$ die Größe der gewonnenen Arbeit L darstellt. Diese Arbeit ist übrigens auch durch das Rechteck $C_1 D_0 A_0 C_0$ ausgedrückt. Von der mit der aufgewendeten Wärme äquivalenten Arbeit ist daher im günstigsten Falle, d. h. wenn keinerlei Verluste auftreten würden, nur der Theil

$$\frac{B_0 B_1}{OB_1} = \frac{C_0 C_1}{C_0 O} = \frac{T_1 - T_0}{T_1}$$

wirklich nutzbar zu machen. Man erkennt auch aus der Figur, daß dieser ausnutzbare Theil der Leistung um so größer ausfällt, je kleiner das Wärmegewicht OC_1, d. h. je größer die Temperatur T_1 der zugeführten Wärme ist. Hiernach würde es also vortheilhaft erscheinen, die Temperatur T_1 der einer Maschine zugeführten Wärme so hoch als möglich zu wählen, wenn nicht andere Verhältnisse hier gleichfalls zu berücksichtigen wären. Zunächst ist bei der für Maschinen doch allein in Betracht kommenden Erzeugung der Wärme durch Verbrennung von Brennmaterialien die erreichbare Temperatur immer nur von bestimmter Größe; dieselbe ist aber immer noch viel höher als diejenige, welche man dem vermittelnden Körper, z. B. dem Dampfe in den Dampfmaschinen, mit Rücksicht auf die Dauer und Festigkeit der zu den Maschinentheilen verwendbaren

Materialien geben kann. Demzufolge ist der Vorgang, welcher z. B. bei den Dampfmaschinen und ihren Kesseln stattfindet, immer mit Uebergängen von Wärme verbunden, indem die dem Dampfe zuzuführende Wärmemenge den Feuergasen, also einem Körper von viel höherer Temperatur als die des Dampfes selbst ist, entnommen wird. Ebenso wird der vermittelnde Körper oder Dampf seine Temperatur niemals bis zu derjenigen T_0 der Atmosphäre erniedrigen können, sondern er wird die Maschine mit einer höhern Temperatur verlassen, welche, wie sich aus dem Nachfolgenden ergehen wird, für Maschinen ohne Condensation zu mindestens 100° C. oder $T_2 = 373^0$ und für Maschinen mit Condensation zu etwa 40° C. oder $T_2 = 313^0$ sich beziffert. In Folge dessen findet wiederum ein Wärmeübergang aus dem abgehenden Dampfe in die Atmosphäre statt. Auch von diesen Verhältnissen giebt die Fig. 445 ein deutliches Bild.

Gesetzt nämlich, der vermittelnde Körper (Dampf) habe die höchste Temperatur $T'_1 = OB'_1$ und empfange die Wärme aus einem Wärmemagazin (Feuerung) von der höhern Temperatur $T_1 = OB_1$. Alsdann wird einer Calorie, welcher für die Temperatur $OB_1 = T_1$ das Wärmegewicht $G_1 = B_1A_1$ entspricht, bei der Temperatur $T'_1 = OB'_1$ das Wärmegewicht $G'_1 = B'_1A'_1$ zukommen. Nimmt man nun an, daß der Körper zwischen dieser Temperatur T'_1 und einer andern $T'_2 = OB'_2$ einen Kreisproceß durchmacht, welcher für diese Temperaturen umkehrbar ist, so hat man für jede dem Körper mitgetheilte Wärmeeinheit das Wärmegewicht $B'_1A'_1$ als B'_2D' auf der Horizontalen durch B'_2 abzutragen und erhält dann in dem Rechtecke $D'A'_2C_2C'$ das Maß für die geleistete Arbeit, wogegen das Rechteck $OB'_2D'C'$ diejenige Energie vorstellt, welche in dem Körper vermöge seiner Temperatur T'_2 noch verbleibt. Denkt man noch durch D' die gleichseitige Hyperbel $D'E'$ gelegt, so erhält man in den Abschnitten auf der Horizontalen A_0B_0, welche der Temperatur der Atmosphäre entspricht, ein Urtheil über die einzelnen Energieverluste des Processes. Es ist nämlich daraus zu erkennen, daß von der ganzen in einer Wärmeeinheit enthaltenen und mit A_0B_0 proportionalen Energie nur der durch A_0E' dargestellte Theil in Arbeit verwandelt wird, während der mit B_0D_0 proportionale Betrag wegen der Temperatur T_0 der Atmosphäre *überhaupt niemals in Arbeit verwandelt werden kann*. Von den beiden durch D_0E und EE' repräsentirten Verlusten entspringt der erstere aus der Differenz zwischen den Temperaturen T_1 und T'_1 und der letztere aus dem Unterschiede zwischen T'_2 und T_0. Der Verwandlungscoefficient ist in dem betrachteten Falle durch

$$\eta' = \frac{A_0E'}{A_0B_0} = \frac{A'_2D'}{A'_2B'_2} = \frac{B'_1B'_2}{B'_1O} = \frac{T'_1 - T'_2}{T'_1} = 1 - \frac{T'_2}{T'_1}$$

und dagegen für einen zwischen den Temperaturen T_1 und T_0 verlaufenden *Carnot*'schen Proceß durch

$$\eta = \frac{A_0 D_0}{A_0 B_0} = \frac{B_1 B_0}{B_1 O} = \frac{T_1 - T_0}{T_1} = 1 - \frac{T_0}{T_1} \quad . \quad . \quad (74)$$

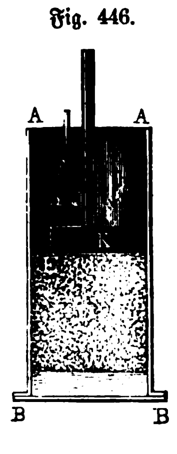
gegeben.

Es geht hieraus hervor, daß mit jedem Uebergange von Wärme eine Vergrößerung des Wärmegewichtes und hierdurch auch eine Vergrößerung desjenigen Wärmebetrages verbunden ist, welcher überhaupt nicht in nützliche Arbeit umwandelbar ist. Dies entspricht dem in §. 224 gefundenen Gesetze, wonach von allen zwischen zwei bestimmten Temperaturen verlaufenden Processen dem Carnot'schen, d. h. dem ohne Uebergänge erfolgenden, der größte Wirkungsgrad zukommt.

Nunmehr ist es leicht, die oben berührte Frage nach dem möglichen Wirkungsgrade unserer Dampfmaschinen zu entscheiden. Wollte man dabei die ganze in der angewandten Wärme enthaltene Energie wirklich nutzbar machen, so würde es nöthig sein, den Dampf nicht nur bis zur Temperatur der Atmosphäre, sondern bis zu derjenigen des absoluten Nullpunktes abzukühlen, und man könnte den von Zeuner angegebenen Vergleich mit dem Wasserlaufe gelten lassen, nur müßte man dann die äußersten Grenzen entsprechend weiter stecken, indem man anstatt des Meeresspiegels den Mittelpunkt der Erde und anstatt der Quelle die Wolkenhöhen einführte, aus denen die atmosphärischen Niederschläge herabfallen.

Wasserdampf. Stellt man über einer Flüssigkeit, als welche hier Wasser (W) in dem cylindrischen Gefäße AB, Fig. 446, vorausgesetzt werden soll, einen luftleeren Raum her, etwa indem man einen zuerst auf der Oberfläche des Wassers ruhenden und dicht an das Gefäß schließenden Kolben K emporzieht, so verwandelt sich ein Theil des Wassers in Dampf (D). Die Menge dieses entstehenden Dampfes steht im geraden Verhältniß mit dem ihm dargebotenen Raume oder mit der Bewegung des Kolbens. Wenn hierbei die Temperatur des Wassers, mit welcher diejenige des Dampfes übereinstimmt, einen constanten Werth t behält, so ist dies auch hinsichtlich der Spannkraft p des Dampfes der Fall, welche etwa durch die Standhöhe h eines Manometers EF angegeben werden kann. Die Spannung p ist demnach von dem Volumen v der gebildeten Dampfmenge ganz unabhängig und hängt nur von der Temperatur t derselben ab, derart, daß jeder Temperatur t immer eine ganz bestimmte Spannung p zukommt, so oft man auch den Versuch wiederholt. §. 228.

Fig. 446.



Diese Beziehung gilt indeß nur so lange als noch Wasser in dem Gefäße vorhanden ist, doch ändert sich der Vorgang wesentlich, sobald der letzte Wassertropfen verdampft ist. Von diesem Augenblicke an ist eine fernere Vergrößerung des Volumens bei gleichbleibender Temperatur mit einer Spannungsverminderung verbunden, ähnlich wie dies bei der Luft nach dem Mariotte'schen Gesetze der Fall ist, wenn auch dieses Gesetz für Dampf nur annähernde Gültigkeit behält. Ebenso wird bei darauf erfolgender Verkleinerung des Volumens die Dampfspannung wieder vergrößert bis zu dem Kolbenstande, in welchem bei der Vergrößerung des Volumens das ganze Wasser verschwunden war. Von nun an bleibt bei einer weitern Verminderung des Raumes die Spannung wieder constant und es verdichtet sich in dem Maße, wie der Kolben niedergeht, der Dampf zu flüssigem Wasser, bis schließlich der Dampf gänzlich verschwunden ist und der Kolben wieder die Oberfläche des entstandenen Condensationswassers berührt.

Eine Wiederholung dieses Versuchs bei einer höhern oder geringern Temperatur zeigt im Wesentlichen dieselben Erscheinungen, nur stellt sich bei höherer Temperatur eine höhere Dampfspannung ein, auch ist dabei die Dichte des gebildeten Dampfes eine größere, was daran zu erkennen ist, daß der Kolbenstand, in welchem das Wasser vollständig verdampft ist, um so eher erreicht wird, je höher die Temperatur ist und umgekehrt. Man kann dieses Verhalten auch dadurch erkennen, daß man in irgend einer Kolbenstellung, bei welcher bei der herrschenden Temperatur noch nicht alles Wasser verdampft ist, dem Wasser unter Festhaltung des Kolbens noch Wärme zuführt. Man bemerkt dann ein stetiges Steigen der Temperatur und der Spannung, sowie die fortwährende Verdampfung neuen Wassers, bis das letzte Wassertheilchen verdampft ist. Es vergrößerte sich also hierbei mit der Temperatur die Dichte des Dampfes. Von dem Zustande an, in welchem das vorhandene Wasser gänzlich verdampft ist, kann durch eine weitere Erwärmung des Dampfes dessen Dichtigkeit nicht weiter durch Bildung neuen Dampfes vergrößert werden. Aus diesem Grunde wird zwar mit der Temperatur die Spannung noch vergrößert, aber in viel geringerm Grade als dies geschah, so lange noch Wasser vorhanden war, aus welchem sich stets neue Dämpfe bilden konnten. Die Spannungsvergrößerung geht jetzt vielmehr nach einem Gesetze vor sich, welches sich dem Gay-Lussac'schen nähert. Wird die Temperatur wieder verringert, so nimmt zunächst auch wieder die Spannung nach demselben Gesetze ab, während die Dichtigkeit des Dampfes dieselbe bleibt. Ist die Temperaturerniedrigung bis zu demjenigen Punkte vor sich gegangen, bei welchem bei der vorherigen Erwärmung der letzte Tropfen Wasser verdampft war, so beginnt nunmehr mit weitergehender Abkühlung eine theilweise Verdichtung des Dampfes zu flüssigem Wasser und gleichzeitig sinkt mit abnehmender Temperatur die Spannung

sehr viel schneller, als vor der Erreichung des gedachten Punktes der beginnenden Condensation. Eine gänzliche Verdichtung des gebildeten Dampfes durch Abkühlung ist indessen nicht möglich, wenigstens kann man selbst bei einer Temperatur von 20⁰ unter dem Gefrierpunkte noch die Spannkraft des dabei vorhandenen Dampfes messen. Man muß daher annehmen, daß sich Dämpfe bei jeder Temperatur bilden.

Es folgt aus dem Vorstehenden, daß die Dämpfe, denn was hier vom Wasser gesagt wurde, gilt allgemein auch von anderen Flüssigkeiten, in zwei wesentlich von einander verschiedenen Zuständen vorkommen. Im ersten Zustande, welcher vorstehend dadurch gekennzeichnet war, daß der Dampf noch in Verbindung mit Wasser war, entspricht jeder Temperatur des Dampfes eine ganz bestimmte Spannung, welche genau gleich dem auf der Flüssigkeit lastenden Drucke ist (in der Figur gleich dem Drucke des Kolbens). Unter der Voraussetzung eines unveränderlichen Druckes ist es nicht möglich, die Dichte oder die Temperatur durch Zufuhr von Wärme zu erhöhen, die letztere dient vielmehr nur zur Bildung immer neuen Dampfes, wie andererseits durch Abführung von Wärme bei constanter Spannung wohl eine Volumenverminderung durch Condensation, aber weder eine Veränderung der Temperatur noch der Dichte veranlaßt werden kann. Ebenso wenig ist es möglich, bei gleichbleibender Temperatur durch eine Vergrößerung des Volumens die Spannung oder Dichte zu verringern, noch durch Zusammendrücken eine größere Spannung oder größere Dichte zu erzeugen, da sich in diesem Falle der Dampf condensirt und gänzlich zu Wasser verwandeln läßt.

Da es also nicht möglich ist, solchen mit Wasser in Berührung befindlichen Dampf von bestimmter constanter Temperatur durch Volumenverminderung zu verdichten oder höher zu spannen, so sagt man, dieser Dampf befinde sich im Maximum seiner Dichte und seiner Spannung, und nennt ihn meist schlechtweg gesättigten Dampf der ihm eigenen Temperatur. Wenn nach dem Vorstehenden der Dampf immer gesättigt auftritt, so lange er mit dem Wasser in Berührung ist, also beispielsweise der Dampf in den Dampfkesseln immer gesättigt ist, so ist doch dadurch selbstredend nicht ausgeschlossen, daß Dampf auch gesättigt sein könne, ohne mit Wasser in Berührung zu sein. Der Dampf ist allgemein dann gesättigt, wenn er diejenige Dichte und Spannung hat, welche er bei seiner Temperatur höchstens haben kann, d. h. welche Dampf von seiner Temperatur haben würde, der mit Flüssigkeit in Verbindung steht.

Die gesättigten Dämpfe sind also dadurch gekennzeichnet, daß jeder bestimmten Temperatur t auch eine ganz bestimmte Spannung p und ganz bestimmte Dichtigkeit γ entspricht, mit anderen Worten, die Spannung sowohl wie die Dichte ist jede nur eine Function der Temperatur und unabhängig von dem Volumen. Es ist allgemein

$$p = f(t) \text{ und } \gamma = \varphi(t),$$

worin die Functionszeichen f und φ allgemein nur die Abhängigkeit ausdrücken. In dieser Beziehung sind die gesättigten Dämpfe wesentlich von den Gasen verschieden, bei welchen die Spannung und Dichte abhängig sowohl von der Temperatur t, wie von dem Volumen v sind, indem für dieselben die Gleichung (15)

$$vp = RT$$

gefunden wurde.

Im Gegensatze zu den gesättigten Dämpfen nennt man diejenigen, welche eine höhere Temperatur haben als ihrer Dichte und Spannung zukommt, welche also aus gesättigten Dämpfen durch weitere Wärmezufuhr entstanden sind, überhitzte Dämpfe. Dieselben haben nach dem Vorstehenden eine kleinere Spannung und Dichte als sie bei ihrer Temperatur haben würden, wenn sie im Zustande der dabei möglichen Sättigung sich befänden, es sind die überhitzten Dämpfe daher als nicht gesättigte Dämpfe aufzufassen. Wie schon bemerkt, folgen die überhitzten Dämpfe Gesetzen, welche mit denen von Mariotte und Gay-Lassac zwar nicht genau übereinstimmen, denselben aber nahe kommen, und zwar ist die Annäherung um so größer, je weiter die Dämpfe von dem Punkte der vollständigen Sättigung entfernt sind. Da auch die Gase nicht absolut genau den Gesetzen von Mariotte und Gay-Lussac folgen, so pflegt man die Gase ebenfalls als überhitzte Dämpfe anzusehen, welche sehr weit über ihren Sättigungspunkt erhitzt sind. Diese Ansicht ist um so mehr gerechtfertigt, als es in der neuern Zeit gelungen ist, auch diejenigen Gase, welche man früher als permanente ansah und bezeichnete, wie Sauerstoff, Stickstoff, Wasserstoff, durch großen Druck und weitgehende Temperaturerniedrigung in Flüssigkeiten zu verwandeln. Für die Praxis haben die gesättigten Dämpfe die weitaus größte Bedeutung, da z. B. alle aus den Dampfkesseln entnommenen Dämpfe gesättigt sind und, wie die folgende Untersuchung zeigen wird, auch in den Dampfmaschinen gesättigt bleiben, und eine Ueberhitzung nur in einzelnen Fällen stattfindet. Es sollen daher im Folgenden zunächst die Gesetze erörtert werden, welche für die gesättigten Dämpfe gelten.

§. 229. **Versuche über die Expansivkraft der Dämpfe.** Es ist zunächst die wichtige Frage zu beantworten: in welcher Beziehung stehen Expansivkraft und Temperatur des in der Maximalspannung befindlichen Wasserdampfes zu einander? Versuche, welche den Zweck hatten, diese Abhängigkeit zu finden, sind bereits in großer Anzahl, namentlich von den Deutschen: Schmidt, Arzberger, Kämtz u. s. w., von den Engländern: Watt, Robison, Dalton, Ure u. s. w., von den Franzosen: Arago

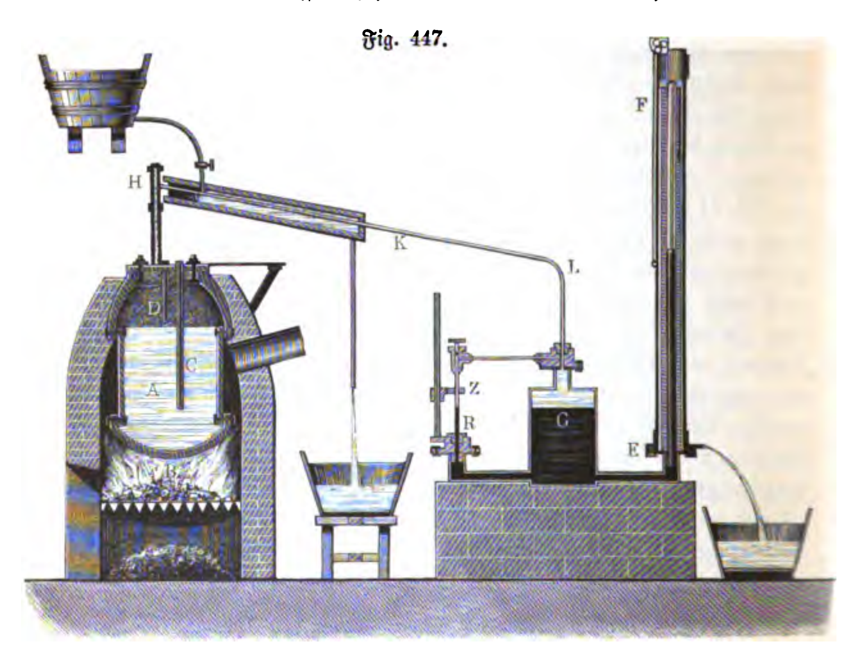
und Dulong, Regnault u. s. w., angestellt worden, jedoch sind Ausdehnung und Genauigkeit aller dieser Versuche sehr verschieden, und es findet auch unter den Resultaten derselben die gewünschte Uebereinstimmung nicht überall statt. Es ist hier nicht der Ort, die verschiedenen Apparate zu beschreiben, welche man bei Versuchen über die Expansivkraft des Wasserdampfes angewendet hat, und hier vielmehr nur möglich, folgende allgemeine Bemerkungen darüber zu machen. Im Wesentlichen kommt es dabei natürlich darauf an, den Dampf allmälig mehr und mehr zu erwärmen und dessen Temperatur und Expansivkraft bei den verschiedenen Wärmezuständen zu messen. Zur Ausmittelung der Temperatur dienen Thermometer, die man aber nicht unmittelbar mit dem Dampfe in Berührung bringen darf, sondern in eiserne Röhren einhüllt, damit die Thermometerröhre nicht durch den Dampf zusammengedrückt werden könne. Um die Expansivkraft zu finden, hat man in der Regel eine, gleichsam ein sehr langes Barometer bildende Quecksilbersäule, oder auch ein Luftmanometer, oder auch Ventile (s. Thl. I) in Anwendung gebracht. Der letzteren hat sich Arzberger sowie auch Southern bedient; diese Versuche geben jedoch, wie die Vergleichung mit den Ergebnissen anderer Versuche vor Augen führt, und wie auch leicht zu erklären ist, etwas zu kleine Expansivkräfte. Sehr ausführliche Versuche sind vom Franklin-Insistut zu Philadelphia und von der Akademie der Wissenschaften zu Paris angestellt worden. Die letzteren sind die ausgedehntesten und werden in der Genauigkeit vielleicht nur durch die neuesten Versuche von Magnus und von Regnault übertroffen. Die Versuche, welche das erstgenannte Institut angestellt hat, gehen, wie die von Arzberger, bis auf 10 Atmosphären, die der letztgenannten Akademie aber bis auf 24 Atmosphären, übrigens geben bei Spannungen von 2 bis 10 Atmosphären die ersten Versuche größere Expansivkraft, als die letzteren, und es beträgt bei 10 Atmosphären die Abweichung schon $^7/_9$ Atmosphäre.

Anmerkung. Eine gedrängte Zusammenstellung der Versuche über die Expansivkraft des Wasserdampfes findet man in The Mechanics Pocket Dictionary by W. Grier, Art. Steam; auch ist hierüber nachzulesen im zweiten Bande von Robison's System of Mechanical Philosophy, ferner P. Barlow's Treatise on the Manufactures and Machinery of Great-Britain und Tredgold's Dampfmaschinenlehre.

Versuche der Pariser Akademie. Der Wichtigkeit des Gegenstandes wegen theilen wir in Folgendem eine Abbildung (Fig. 447, a. f. S.) und eine kurze Beschreibung des Apparates mit, welchen die französischen Akademiker Arago, Dulong u. s. w. zur Ausmittelung der Expansivkraft der Wasserdämpfe angewendet haben. Die Dampferzeugung erfolgte in einem Kessel A aus starkem Eisenblech von 80 Liter Inhalt, welcher zu diesem Zwecke in den Ofen B eingesetzt war. In diesen Kessel gingen zwei Flintenläufe §. 230.

C und *D* hinein, wovon der eine bis unter das Wasser, der andere aber nur bis in den Dampfraum reichte. In beide kamen Quecksilberthermometer zu stehen, die oben gekrümmt und horizontal fortgeführt, und an dieser Stelle durch einen Wasserstrom auf einer constanten Temperatur erhalten wurden. Zum Messen der Expansivkraft des Dampfes diente das Luftthermometer *EF*, welches von einer Wassersäule mit ununterbrochenem Zu- und Abfluß umgeben wurde, um eine constante Temperatur zu erzeugen. Das eiserne Gefäß *G* dieses Manometers war zum großen Theil mit Quecksilber angefüllt, der obere Raum desselben, sowie die Communicationsröhre *KL*, wurde

Fig. 447.



mit Wasser angefüllt, und letztere wurde zur Erzielung einer unveränderlichen Temperatur mit fließendem Wasser äußerlich bespült. Um den Stand des Quecksilbers im Gefäße *G* zu finden, diente die Glasröhre *R* mit dem Zeiger *Z*. Die Versuche wurden auf folgende Weise geleitet. Zuerst ließ man bei geöffneter Röhre *H* und geöffnetem Sicherheitsventile das Wasser 15 bis 20 Minuten lang kochen, um alle Luft aus *A* zu treiben, dann schloß man beide und erzeugte durch fortgesetzte Feuerung eine höhere Temperatur. Nun beobachtete man, wenn die Thermometer- und Manometerstände ihr Maximum erreichten, indem der eine Beobachter die ersteren, und der andere Beobachter die letzteren ablas. Auf diese Weise wurden 30 Beob-

achtungen bei 123 bis 224,15° Temperatur, oder 2,14 bis 23,994 Atmosphären Spannung angestellt.

Da sich die Anwendung des Luftmanometers *EF* auf das Mariotte'sche Gesetz gründet, so hielten es die französischen Akademiker für nöthig, den eben beschriebenen Versuchen noch besondere, die Richtigkeit des Mariotte'schen Gesetzes bei sehr hohen Spannungen prüfende Untersuchungen vorauszuschicken. Hierzu bedienten sie sich desselben Apparates, nur brachten sie auf der Seite bei *R* eine verticale und oben offene, aus 13 Stücken zusammengesetzte Glas- oder Barometerröhre von 26 m Länge und 5 mm Weite an und setzten bei *L* eine Druckpumpe auf. Durch diese wurde ein Druck erzeugt, der durch das Wasser auf das Quecksilber in *G* überging und dieses in das Manometer *EF*, sowie in das Barometer bei *R* trieb. Durch Vergleichung der Höhe der übrigbleibenden Luftsäule mit der Höhe der Quecksilbersäule in der langen Röhre konnte nun die Richtigkeit des Mariotte'schen Gesetzes geprüft werden.

Anmerkung. Ausführlich über diese Versuche wird gehandelt in dem Exposé des recherches faites par ordre de l'Académie royale des sciences pour déterminer les forces élastiques de la vapeur d'eau à hautes températures. Paris chez Firmin Didot, 1830. S. auch Poggendorff's Annalen, Bd. XVIII.

Regnault's Versuche. Da zur Zeit, wo Dulong und Arago die §. 231.
im vorigen Paragraphen beschriebenen Versuche angestellt haben, die Verschiedenheit der Ausdehnung verschiedener Glassorten und folglich auch der Einfluß derselben auf den Gang der Quecksilberthermometer nicht bekannt war, so hielt es Regnault für nöthig, neue Untersuchungen über die Expansivkraft der Wasserdämpfe anzustellen.

Das im Folgenden beschriebene Verfahren läßt sich sowohl zur Bestimmung des Dampfes über 100° als auch unter 100° Wärme anwenden. Der hierzu angewendete Apparat hat folgende aus Fig. 448 (a. f. S.) zu ersehende Einrichtung. Das hermetisch verschlossene Kupfergefäß *A* ist zum dritten Theil mit Wasser angefüllt und enthält noch vier Thermometer *T*, wovon zwei bis nahe unter und zwei nahe über die Oberfläche des eingeschlossenen Wassers in das Gefäß eingesenkt sind. Von diesem Gefäße führt eine Röhre *BC* nach einem Glasballon *G* von 24 Liter Fassungsraum. Dieser Glasballon steht durch ein Bleirohr *HHJ* mit einer Luftpumpe in Verbindung, wodurch die in demselben eingeschlossene Luft nach Belieben verdünnt oder verdichtet werden kann, und ein anderes Rohr *K* führt aus demselben nach einem offenen Manometer *LMN* (s. Thl. I), welches durch den Stand seiner Quecksilberfüllung die Expansivkraft der Luft in *G* anzeigt. Uebrigens ist zur Erhaltung einer constanten Temperatur nicht allein der

Ballon *G* in ein Wasserbad *WW* gesetzt, sondern auch die Röhre *BC* von einem Mantel *D* umgeben, in welchem Wasser von einer constanten Temperatur circulirt. Das letztere wird diesem Mantel aus einem Gefäße *V* durch die Röhre *E* zugeführt und aus demselben mittelst der Röhre *F* abgeleitet und von dem Gefäße *U* aufgenommen. Wenn man nun das Gefäß *A* durch den Ofen *O* erhitzt, so verwandelt sich ein Theil von dem in ihm eingeschlossenen Wasser in Dampf und es setzt sich nun die Expansivkraft des letztern mit der Pressung der Luft in *G* und *BC* ins Gleichgewicht. Zuletzt beobachtet man sowohl den constant gewordenen Stand des Manometers

Fig. 448.



LMN als auch diejenigen der Thermometer *T*. Nun giebt man der Luft in *G* durch die Luftpumpe eine höhere Pressung und bringt ebenso das Gefäß in eine stärkere Erhitzung, und beobachtet den Stand des Manometers, sowie die entsprechende Temperatur des Dampfes von Neuem. Fährt man auf diese Weise fort, so erhält man zuletzt eine ganze Reihe von Manometerständen und entsprechenden Temperaturen des Dampfes (s. Mémoires de l'Instistut de France, t. 21, 1847 et t. 26, 1862).

Etwas einfacher ist der Versuchsapparat, wodurch Regnault die Expansivkraft des Dampfes unterhalb des Siedepunktes ermittelt hat. Hier wird ein mit ausgekochtem Wasser ausgefülltes Glaskügelchen in einen luft-

leeren und ganz ausgetrockneten Glasballon gebracht, welcher oben durch eine Knieröhre einerseits mit einer Luftpumpe, sowie andererseits mit dem obern Ende einer Barometerröhre communicirt und von einem mit Wasser angefüllten und einer durchsichtigen Glaswand versehenen Blechgefäße umhüllt ist. Ein in das Wasser eingetauchtes Thermometer giebt die Temperatur desselben an. Der zu den Versuchen dienende Dampf wird aus dem Wasser des Glaskügelchens erhalten, indem man dasselbe durch Erhitzung des Apparates zersprengt.

Zum Theil eigenthümlich ist der Apparat, welchen Magnus zu demselben Zwecke angewendet hat.

Die Ergebnisse der Versuche von Arago, Dulong u. s. w. über die Expansivkraft der Wasserdämpfe enthält die auf S. 762 folgende Tabelle: §. 232.

Von den Ergebnissen der Versuche Regnault's giebt die Tabelle auf Seite 763 die Spannungen des Dampfes von 1 bis 4,42 Atmosphären.

Vergleicht man die einander ungefähr entsprechenden Werthe aus beiden Tabellen mit einander, so wird man allerdings eine sehr zufriedenstellende Uebereinstimmung finden. Z. B. giebt die erste Tabelle für die mittlere Temperatur von 138° die Dampfspannung 3,35 Atmosphären, die zweite aber für die mittlere Temperatur von 138,5° dieselbe = 3,37 Atmosphären. Man ersieht auch aus diesen Tabellen, daß die Angaben der beiden Thermometer, wovon das eine in dem Wasser und das andere in dem Dampfe stand, nur wenig von einander abweichen.

Anmerkung. Regnault hat auch noch eine Reihe von Versuchen über die Elasticität des Dampfes von — 32 bis 100° Temperatur ausgeführt. Auch ist von Magnus eine Versuchsreihe über die Spannkraft des Wasserdampfes von Temperaturen — 20° bis + 10° angestellt worden (s. Poggendorff's Annalen, Bd. 61). In Band 26 der §. 231 citirten Memoiren handelt Regnault von seinen Versuchen über die Expansivkraft verschiedener Dämpfe.

Nummer der Beobachtungen	Temperatur nach dem längern Thermometer	Temperatur nach dem kürzern Thermometer	Elasticität des Dampfes gemessen durch die Höhe einer Quecksilbersäule	Elasticität des Dampfes ausgedrückt in Atmosphären
	Grad	Grad	Meter	Atmosphären
1	122,97	123,70	1,6292	2,14
2	132,58	132,82	2,1767	2,87
3	132,64	133,30	2,1816	2,88
4	137,70	138,30	2,5386	3,35
5	149,54	149,70	3,4759	4,58
6	151,87	151,90	3,6868	4,86
7	153,64	153,75	3,8810	5,12
8	163,00	163,40	4,9384	6,51
9	168,40	168,50	5,6054	7,39
10	169,57	169,40	5,7737	7,61
11	171,88	172,34	6,1510	8,11
12	180,71	180,70	7,5001	9,89
13	183,70	183,70	8,0352	10,60
14	186,80	187,10	8,6995	11,48
15	188,30	188,50	8,8400	11,66
16	193,70	193,70	9,9989	13,19
17	198,55	198,50	11,0190	14,53
18	202,00	201,75	11,8620	15,67
19	203,40	204,17	12,2903	16,21
20	206,17	206,10	12,9872	17,13
21	206,40	206,80	13,0610	17,23
22	207,00	207,40	13,1276	17.30
23	208,45	208,90	13,6843	18,05
24	209,10	209,13	13,7690	18,16
25	210,47	210,50	14,0634	18,55
26	215,07	215,30	15,4995	20,44
27	217,23	217,50	16,1528	21,31
28	218,30	218,40	16,3816	21,60
29	220,40	220,80	17,1826	21,66
30	223,88	224,15	18,1894	23,99

Nummer der Beobachtungen	Temperatur		Expansivkraft	
	des Wassers	des Dampfes	in Metern	in Atmosphären
	in Cent.-Graden			
1	99,83	99,82	0,75161	0,99
2	100,00	100,00	0,76000	1,00
3	100,71	100,71	0,77603	1,02
4	105,10	105,06	0,90460	1,19
5	111,78	111,70	1,13147	1,49
6	116,04	116,04	1,30237	1,71
7	121,16	121,13	1,53027	2,01
8	122,70	122,53	1,60125	2,11
9	123,94	123,91	1,67041	2,20
10	128,40	128,47	1,91512	2,52
11	128,54	128,47	1,92520	2,53
12	128,66	128,57	1,93114	2,54
13	130,12	130,18	2,01251	2,65
14	131,38	131,30	2,09469	2,75
15	131,51	131,63	2,09828	2,76
16	133,20	133,28	2,20908	2,91
17	135,70	135,65	2,37303	3,04
18	135,83	136,00	2,38681	3,14
19	137,75	137,52	2,51479	3,31
20	138,86	138,24	2,56173	3,37
21	140,90	141,01	2,75617	3,63
22	141,57	141,54	2,79968	3,68
23	143,85	143,83	2,99279	3,94
24	144,12	144,17	3,01008	3,96
25	145,70	145,64	3,14941	4,14
26	147,50	147,50	3,30695	4,35
27	148,20	148,30	3,36135	4,42

Elasticitätsformeln. Es ist bis jetzt nicht gelungen, ein allgemein §. 233.
gültiges Gesetz zwischen der Spannkraft p und der Temperatur t festzustellen, und man muß sich daher damit begnügen, die eine dieser Größen aus der andern mit Hülfe empirischer Formeln zu bestimmen, welche sich den Ver-

suchsresultaten möglichst anschließen. Zur Aufstellung solcher Formeln kann man sich eines graphischen Verfahrens etwa in der Art bedienen, daß man die verschiedenen Temperaturen und die dafür beobachteten Spannungen als zugehörige Coordinaten eines rechtwinkeligen Axensystems aufträgt und nun prüft, ob die so erhaltene krumme Linie sich mit genügender Schärfe durch eine Curve von bekanntem geometrischem Charakter ersetzen läßt. Hat man sich für eine derartige Curve entschieden, so handelt es sich nur darum, die in der Gleichung derselben außer p und t auftretenden constanten Zahlen mit Rücksicht auf die Versuchsresultate festzustellen, wobei man mit Vortheil die Methode der kleinsten Quadrate in Anwendung bringt. Die in dieser Weise für die gedachte Curve festgestellte Gleichung zwischen p und t giebt dann einen analytischen Ausdruck für die Beziehung zwischen der Spannkraft und Temperatur des gesättigten Wasserdampfes. In solcher Art hat man eine große Anzahl sehr verschiedener Formeln aufgestellt, welche mehr oder minder große Bequemlichkeit beim Gebrauche und mehr oder minder große Annäherung an die Versuchsresultate gewähren. Fast alle diese Formeln sind mit genügender Zuverlässigkeit nur innerhalb gewisser Temperaturgrenzen brauchbar, und man hat in der Regel den constanten Größen verschieden große Werthe beizulegen, wenn man die Formeln für verschiedene Zwischenräume der Temperaturen bezw. Spannungen verwenden will.

Von allen diesen Formeln verdient die von Regnault aufgestellte aus dem Grunde die meiste Berücksichtigung, weil die von Regnault ausgeführten Versuche, auf denen sie beruht, mit der größten Genauigkeit angestellt wurden. Die von Regnault zwischen p und t aufgestellte Gleichung hat die Form:

$$\log p = a + b\alpha^{\tau} + c\beta^{\tau} \quad \ldots \ldots \quad (75)$$

in welcher a, b, c, α und β fünf constante Größen sind, welche aus fünf Versuchsresultaten abgeleitet wurden. Ferner bedeutet τ die Differenz $t - t_0$, worin t die zu p gehörige Temperatur des Dampfes und t_0 die niedrigste unter den fünf Temperaturen vorstellt, für welche versuchsweise die Spannung beobachtet wurde. Für diese constanten Zahlen hat man nach Regnault verschiedene Werthe einzuführen, je nachdem die Temperatur t zwischen 0 und 100° oder zwischen 100 und 200° gelegen ist. Diese Werthe sind bestimmt durch folgende kleine Tabelle:

	a	$log\ (b\,\alpha^\tau)$	$log\ (c\,\beta^\tau)$
t zwischen 0 und 100°			
$log\ p = a - b\,\alpha^\tau + c\,\beta^\tau$ . .	4,7393707	$+ 0,6117408$ $- 0,003274463\,t$	$- 1,8680093$ $+ 0,006864937\,t$
t zwischen 100 und 200°			
$log\ p = a - b\,\alpha^\tau - c\,\beta^\tau$.	6,2640348	$+ 0,6593123$ $- 0,001656138\,t$	$+ 0,0207601$ $- 0,005950708\,t$

Man findet hiernach beispielsweise die zu einer Temperatur von $t = 120^\circ$ C. gehörige Spannung p aus

$$log\ (b\alpha^\tau) = +\ 0,6593123 - 0,001656138\,.\,120 = 0,4605757,$$

also:

$$b\alpha^\tau = 2,8878572;$$

$$log\ (c\beta^\tau) = +\ 0,0207601 - 0,005950708\,.\,120 = 0,3066751 - 1,$$

also:

$$c\beta^\tau = 0,2026166;$$

und daher:

$$log\ p = 6,2640348 - 2,8878572 - 0,2026166 = 3,1735610,$$

oder:

$$p = 1491,3 \text{ mm Quecksilbersäule} = \frac{1491,3}{760} = 1,962 \text{ Atmosphäre.}$$

Nach diesen Formeln ist die auf S. 768 folgende Tabelle berechnet, welche für die Temperaturen von — 32 bis 230° C. die Spannungen in Millimetern Quecksilbersäule angiebt. Eine andere Tabelle, nach steigenden Werthen der Dampfspannungen, ist in einem folgenden Paragraphen enthalten.

Von den vielen sonst noch aufgestellten Elasticitätsformeln für gesättigten Wasserdampf seien hier nur noch folgende angeführt:

Für den praktischen Gebrauch ist die zuerst von Young eingeführte Formel

$$p = (a + b\,t)^n$$

am bequemsten, worin a, b und n Erfahrungszahlen sind, welche für niedere, mittlere und hohe Temperaturen verschiedene Werthe haben.

Demgemäß hat man für hohe Temperaturen, namentlich aber für Spannungen über 4 Atmosphären nach Dulong und Arago:

$$p = (0,2847 + 0,007153\,t)^5 \text{ Atm.}$$

und umgekehrt:

$$t = 139,8\,\sqrt[5]{p} - 39,80^\circ.$$

Für Spannungen von 1 bis 4 Atmosphären giebt Mellet, der französische Uebersetzer der Tredgold'schen Dampfmaschinenlehre:

$$p = \left(\frac{75 + t}{175}\right)^6 \text{ Atmosphären}$$

und

$$t = 175 \sqrt[6]{p} - 75^0.$$

Pambour (s. dessen Théorie des machines à vapeur) nimmt für Spannungen von 1 bis 4 Atmosphären

$$p = \left(\frac{72{,}67 + t}{171{,}72}\right)^6 \text{ kg pr. Quadratcentimeter}$$

oder:

$$p = \left(\frac{72{,}67 + t}{172{,}67}\right)^6 \text{ Atmosphären}$$

und daher:

$$t = 172{,}67 \sqrt[6]{p} - 72{,}67^0$$

an. Der Artizan-Club in England theilt in der von ihm besorgten Dampfmaschinenlehre folgende Formeln mit:

Für Temperaturen über 100°:

$$p = \left(\frac{85 + t}{185}\right)^{6{,}42} \text{ Atmosphären}$$

und

$$t = 185\, p^{0{,}15576} - 85^0,$$

sowie für Temperaturen unter 100°:

$$p = \left(\frac{115 + t}{215}\right)^{7{,}71507}$$

und

$$t = 215\, p^{0{,}12962} - 115^0.$$

Eine ziemlich einfache Exponentialformel gab zuerst Roche*), sie hat die Form:

$$p = a b^{\frac{t}{m + nt}}.$$

Wenn auch, wie Regnault nachweist, diese Formel nicht das allgemeine Gesetz für die Spannkraft der Dämpfe ausdrücken kann, so gewährt sie doch, den Rechnungen von August, Magnus u. A. zufolge, innerhalb der Beobachtungsgrenzen und bei den gewöhnlich vorkommenden Temperaturen hinreichend genaue Werthe.

Nach Magnus hat man

$$p = 4{,}525 \,.\, 10^{\frac{7{,}4475\, t}{234{,}69 + t}} \text{ mm} = 0{,}005954 \,.\, 10^{\frac{7{,}4475\, t}{234{,}69 + t}} \text{ Atmosphären}$$

oder:

*) S. Poggendorff's Annalen, Bd. 18 und 27.

$$log\ p = \frac{5,2223\ (t - 100)}{234,69 + t}$$

und

$$t = \frac{234,69\ log\ p + 522,23}{5,2223 - log\ p}.$$

Holtzmann giebt an:

$$p = 4,529 \,.\, 10^{\frac{7,2804\, t}{236,22 + t}}\ \mathrm{mm}$$

und die Formel von August:

$$p = \left(\frac{6415\ (1028,4 + t)}{1\,000\,000\,000}\right)^{\frac{100 - t}{100 + {}^{8}/_{5} t}}\ \text{Atmosphären}$$

gewährt ebenfalls eine große Schärfe.

Für Dämpfe von — 32 bis 0° giebt Regnault die Formel:

$$log\ p = a + b\,\alpha^{\tau},$$

worin

$a = -\ 0,08038$, $log\ b = 0,6024724 - 1$, $log\ \alpha = 0,0333980$ und $\tau = 32 + t$

zu setzen ist, unter t die (negative) Temperatur verstanden. Anstatt der oben für Dämpfe von 100 bis 200° gegebenen Formel von Regnault kann man mit genügender Genauigkeit auch

$$log\ p = 5,4233177 + 5,4642763 \,.\, 0,993645^{t}$$

setzen.

Die Annahme von Dalton, daß die Expansivkraft des gesättigten Wasserdampfes nach einer geometrischen Progression wächst, während die Temperatur desselben nach einer arithmetischen Reihe zunimmt, führt nur auf eine angenäherte Elasticitätsformel. Hiernach ist die Expansivkraft des Dampfes $p = a^{t - 100^0}$ Atmosphären zu setzen, wobei a eine durch Versuche zu bestimmende Constante bezeichnet. Den Versuchen zufolge ist aber für $t = 144^0$ C. die Expansivkraft $p = 4$ Atmosphären, daher folgt auch $4 = a^{44}$, und umgekehrt,

$$a = \sqrt[44]{4} = 1,0320,$$

und

$$p = (1,032)^{t - 100}\ \text{Atmosphären},$$

sowie

$$t - 100 = \frac{log\ p}{log\ 1,032},$$

d. i.

$$t = 100 + 73,10\ log\ p^0\ \text{C}.$$

Nach dieser letzten Formel hat man z. B. für

	$p = 2$ Atmosphären,	$t = 122,0^0$,
sowie für	$p = 3$ „	$t = 134,9^0$,
für	$p = 4$ „	$t = 144,0^0$,
ferner für	$p = 5$ „	$t = 151,1^0$
und für	$p = 6$ „	$t = 156,7^0$,

während nach den Versuchen für $p = 2$, $t = 120{,}6^0$; für $p = 3$, $t = 133{,}9^0$; für $p = 4$, $t = 144{,}0^0$; für $p = 5$, $t = 152{,}2^0$ und für $p = 6$, $t = 159{,}2^0$ ist.

Man ersieht aus dieser Zusammenstellung, daß für die mäßigen Dampfspannungen von 1 bis 5 Atmosphären die einfache Formel $p = (1{,}032)^{t-100}$ Atmosphären noch eine leidliche Uebereinstimmung mit der Erfahrung gewährt.

Tabelle.

Die Expansivkräfte des Wasserdampfes für Temperaturen von — 32° bis + 230°, nach Regnault.

Temperatur	Dampfspannung in Centimetern	Dampfspannung in Atmosphären	Temperatur	Dampfspannung in Centimetern	Dampfspannung in Atmosphären
— 32°	0,0320	0,0004	— 9°	0,2267	0,0030
31	0,0352	0,0005	8	0,2455	0,0032
30	0,0386	0,0005	7	0,2658	0,0035
29	0,0424	0,0006	6	0,2876	0,0038
28	0,0464	0,0006	5	0,3113	0,0041
27	0,0508	0,0007	4	0,3368	0,0044
26	0,0555	0,0007	3	0,3644	0,0048
25	0,0605	0,0008	2	0,3941	0,0052
24	0,0660	0,0009	1	0,4263	0,0056
23	0,0719	0,0009	0	0,4600	0,0061
22	0,0783	0,0010	+ 1	0,4940	0,0065
21	0,0853	0,0011	2	0,5302	0,0070
20	0,0927	0,0012	3	0,5687	0,0075
19	0,1008	0,0013	4	0,6097	0,0080
18	0,1095	0,0014	5	0,6534	0,0086
17	0,1189	0,0015	6	0,6998	0,0092
16	0,1290	0,0017	7	0,7492	0,0199
15	0,1400	0,0018	8	0,8017	0,0107
14	0,1518	0,0020	9	0,8574	0,011
13	0,1646	0,0022	10	0,9165	0,012
12	0,1783	0,0024	11	0,9792	0,013
11	0,1933	0,0025	12	1,0457	0,014
10	0,2093	0,0027	13	1,1162	0,015

Temperatur	Dampfspannung		Temperatur	Dampfspannung	
	in Centimetern	in Atmosphären		in Centimetern	in Atmosphären
+ 14°	1,1908	0,016	+ 47°	7,9093	0,104
15	1,2699	0,017	48	8,3204	0,109
16	1,3536	0,018	49	8,7499	0,115
17	1,4421	0,019	50	9,1982	0,121
18	1,5357	0,020	51	9,6661	0,127
19	1,6346	0,022	52	10,1543	0,134
20	1,7391	0,023	53	10,6636	0,140
21	1,8495	0,024	54	11,1945	0,147
22	1,9659	0,026	55	11,7478	0,155
23	2,0888	0,028	56	12,3244	0,163
24	2,2184	0,029	57	12,9251	0,170
25	2,3550	0,031	58	13,5505	0,178
26	2,4988	0,033	59	14,2015	0,187
27	2,5505	0,034	60	14,8791	0,196
28	2,8101	0,037	61	15,5839	0,205
29	2,9782	0,039	62	16,3170	0,215
30	3,1548	0,042	63	17,0791	0,225
31	3,3406	0,044	64	17,8714	0,235
32	3,5359	0,047	65	18,6945	0,246
33	3,7411	0,049	66	19,5496	0,257
34	3,9565	0,052	67	20,4376	0,267
35	4,1827	0,055	68	21,3596	0,281
36	4,4201	0,058	69	22,3165	0,294
37	4,6691	0,061	70	23,3093	0,306
38	4,9302	0,065	71	24,3393	0,320
39	5,2039	0,068	72	25,4073	0,334
40	5,4906	0,072	73	26,5147	0,349
41	5,7910	0,076	74	27,6624	0,364
42	6,1055	0,080	75	28,8517	0,380
43	6,4346	0,085	76	30,0838	0,396
44	6,7790	0,089	77	31,3600	0,414
45	7,1391	0,094	78	32,6811	0,430
46	7,5158	0,099	79	34,0488	0,448

Temperatur	Dampfspannung in Centimetern	Dampfspannung in Atmosphären	Temperatur	Dampfspannung in Centimetern	Dampfspannung in Atmosphären
+ 80°	35,4643	0,466	+ 113°	118,861	1,564
81	36,9287	0,486	114	122,847	1,616
82	38,4435	0,506	115	126,941	1,670
83	40,0101	0,526	116	131,147	1,726
84	41,6298	0,548	117	135,466	1,782
85	43,3041	0,570	118	139,902	1,841
86	45,0344	0,593	119	144,455	1,901
87	46,8221	0,616	120	149,128	1,962
88	48,6687	0,640	121	153,925	2,025
89	50,5759	0,665	122	158,847	2,091
90	52,5450	0,691	123	163,896	2,157
91	54,5778	0,719	124	169,076	2,225
92	56,6757	0,746	125	174,388	2,295
93	58,8406	0,774	126	179,835	2,366
94	61,0740	0,804	127	185,420	2,430
95	63,3778	0,834	128	191,147	2,515
96	65,7535	0,865	129	197,015	2,592
97	68,2029	0,897	130	203,028	2,671
98	70,7280	0,931	131	209,194	2,753
99	73,3305	0,965	132	215,503	2,836
100	76,000	1,000	133	221,969	2,921
101	78,7590	1,036	134	228,592	3,008
102	81,6010	1,074	135	235,373	3,097
103	84,5280	1,112	136	242,316	3,188
104	87,5410	1,152	137	249,423	3,282
105	90,6410	1,193	138	256,700	3,378
106	93,8310	1,235	139	264,144	3,476
107	97,1140	1,278	140	271,763	3,576
108	100,4910	1,322	141	279,557	3,678
109	103,965	1,368	142	287,530	3,783
110	107,537	1,415	143	295,686	3,890
111	111,209	1,463	144	304,026	4,000
112	114,983	1,513	145	312,555	4,113

Temperatur	Dampfspannung in Centimetern	Dampfspannung in Atmosphären	Temperatur	Dampfspannung in Centimetern	Dampfspannung in Atmosphären
+ 146°	321,274	4,227	+ 179°	737,452	9,703
147	330,187	4,344	180	754,639	9,929
148	339,298	4,464	181	772,137	10,150
149	348,609	4,587	182	789,952	10,394
150	358,123	4,712	183	808,084	10,633
151	367,843	4,840	184	826,540	10,876
152	377,774	4,971	185	845,323	11,123
153	387,918	5,104	186	864,435	11,374
154	398,277	5,240	187	883,882	11,630
155	408,856	5,380	188	903,668	11,885
156	419,659	5,522	189	923,795	12,155
157	430,688	5,667	190	944,270	12,425
158	441,945	5,815	191	965,093	12,699
159	453,436	5,966	192	986,271	12,977
160	465,162	6,120	193	1007,804	13,261
161	477,128	6,278	194	1029,701	13,549
162	489,336	6,439	195	1051,963	13,842
163	501,791	6,603	196	1074,595	14,139
164	514,497	6,770	197	1097,500	14,441
165	527,454	6,940	198	1120,982	14,749
166	540,669	7,114	199	1144,746	15,062
167	554,143	7,291	200	1168,896	15,380
168	567,882	7,472	201	1193,437	15,703
169	581,890	7,656	202	1218,369	16,031
170	596,166	7,844	203	1243,700	16,364
171	610,719	8,036	204	1269,430	16,703
172	625,548	8,231	205	1295,566	17,047
173	640,660	8,430	206	1322,112	17,396
174	656,055	8,632	207	1349,075	17,751
175	671,743	8,839	208	1376,453	18,111
176	687,722	9,049	209	1404,252	18,477
177	703,997	9,263	210	1432,480	18,848
178	720,572	9,481	211	1461,132	19,226

Temperatur	Dampfspannung in Centimetern	Dampfspannung in Atmosphären	Temperatur	Dampfspannung in Centimetern	Dampfspannung in Atmosphären
+ 212°	1490,222	19,608	+ 222°	1805,864	23,761
213	1519,748	19,997	223	1839,994	24,210
214	1549,717	20,391	224	1874,607	24,666
215	1580,133	20,791	225	1909,704	25,128
216	1610,994	21,197	226	1945,292	25,596
217	1642,315	21,690	227	1981,376	26,071
218	1674,090	22,027	228	2017,961	26,552
219	1706,329	22,452	229	2055,048	27,040
220	1739,036	22,882	230	2092,640	27,535
221	1772,213	23,319			

§. 234. **Wärme des Dampfes.** Wenn man 1 kg Wasser von 0°, welches unter dem Drucke p steht, erhitzt, so steigt die Temperatur stetig bis zu derjenigen t, welche nach dem Vorstehenden dem gesättigten Dampfe von der Spannung p entspricht. Von diesem Augenblicke an findet trotz fortgesetzter Wärmezuführung nach §. 228 eine weitere Temperaturerhöhung so lange nicht mehr statt, bis das ganze Wasser in Dampf von der Temperatur t und Spannung p verwandelt ist. Die während dieser Zeit der Verdampfung zugeführte Wärme wird also dazu verwendet, das Wasser von t^0 in Dampf von derselben Temperatur zu verwandeln, d. h. eine gewisse Arbeit zu verrichten. Man nennt diese Wärme, welche durch das Thermometer nicht angezeigt wird und nach der frühern Auffassung der Wärme als ein Stoff gewissermaßen als in dem Körper verborgen angesehen werden mußte, die latente Wärme des Wasserdampfes. Man hat also hierunter diejenige Wärmemenge in Calorien zu verstehen, welche 1 kg Wasser von einer bestimmten Temperatur t zugeführt werden muß, um dasselbe in gesättigten Dampf von derselben Temperatur zu verwandeln. Es sei diese Wärme mit r bezeichnet.

Da auch eine gewisse Wärmemenge q erforderlich gewesen ist, um das Wasser von 0° C. auf die Temperatur t zu erwärmen, bei welcher die Dampfbildung begann, so hat man also dem Wasser von 0° C. eine gesammte Wärmemenge gleich $q + r$ zuzuführen, um dasselbe in gesättigten Dampf von t^0 zu verwandeln, und man nennt diese Wärmemenge, welche mit λ bezeichnet wird, gemeiniglich die Gesammtwärme des Dampfes, für welche man sonach die Gleichung hat:

$$\lambda = q + r \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (76)$$

Es ist selbstverständlich, daß hier der Ausdruck Gesammtwärme nicht etwa die ganze überhaupt in dem betreffenden Dampfe enthaltene Wärme bezeichnen kann, da ja einerseits das Wasser von 0° C. schon einen gewissen Wärmeinhalt hat, und andererseits die gedachte latente Wärme nur zum Theil als Energie in dem Dampfe verbleibt, wie aus dem Folgenden sich ergeben wird.

Was zunächst die dem Wasser von 0° C. zuzuführende Wärme q anbetrifft, welche den Namen Flüssigkeitswärme führt, so würde dieselbe, da hier immer 1 kg Wasser vorausgesetzt ist und die specifische Wärme des Wassers von 0° C. $c = 1$ angenommen wird, einfach durch $q = ct = t$ W.-E. gegeben sein, wenn das Wasser für alle Temperaturen zwischen 0° und t^0 die nämliche specifische Wärme hätte. Dies ist nun aber nicht genau der Fall, vielmehr nimmt die specifische Wärme des Wassers erfahrungsmäßig mit steigender Temperatur etwas zu. Mit Rücksicht hierauf hat man

$$q = \int_0^t c \partial t \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (77)$$

zu setzen, worin c mit t veränderlich ist.

Nach Regnault kann man auf Grund genauer Versuche für Wasser die Flüssigkeitswärme durch

$$q = t + 0{,}00002\,t^2 + 0{,}000\,0003\,t^3 \text{ W.-E.} \quad . \quad . \quad (78)$$

setzen, welche Formel im Folgenden zu Grunde gelegt werden soll.

Auch für die Gesammtwärme λ der gesättigten Dämpfe verschiedener Flüssigkeiten hat Regnault Formeln angegeben, es interessirt hier nur diejenige für Wasserdämpfe; für dieselbe ist

$$\lambda = q + r = 606{,}50 + 0{,}305\,t \text{ W.-E.} \quad . \quad . \quad . \quad (79)$$

Aus (78) und (79) folgt nun ohne Weiteres die latente Wärme, oder wie Clausius sie nennt, die Verdampfungswärme r zu

$$r = \lambda - q = 606{,}5 - 0{,}695\,t - 0{,}00002\,t^2 - 0{,}000\,0003\,t^3 \text{ W.-E.} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (80)$$

Die vorstehenden Formeln gelten unter der Voraussetzung, daß das Wasser während der Erwärmung und Verdampfung fortwährend unter dem constanten Drucke p sich befindet. Man kann sich etwa vorstellen, das Kilogramm Wasser befinde sich in einem Cylinder AB, Fig. 449 (a. f. S.), von 1 qm Querschnitt, in welchem es eine Höhe $AC = \sigma = 0{,}001$ m einnehmen wird und auf dem Wasser ruhe ein Kolben, welcher mit p belastet ist. Dann wird bei eintretender Verdampfung dieser Kolben verschoben und es möge $AB = s$ der Raum sein, welchen der Dampf in dem Augen-

blicke einnimmt, in dem das letzte Wassertheilchen gerade verdampft ist. Der Dampf hat alsdann bei seiner Bildung, indem er den Kolben um $CB = s - \sigma = u$ verschoben hat, eine äußere Arbeit verrichtet von

$$L = p\,(s - \sigma) = pu,$$

und es ist hierzu eine Wärmemenge aufgewendet worden

$$AL = Apu \quad \ldots\ldots\ldots \quad (81)$$

wenn

$$u = s - \sigma \quad \ldots\ldots\ldots \quad (82)$$

gesetzt wird, worin offenbar σ das specifische Volumen des Wassers (0,001 cbm) und s das specifische Volumen des Dampfes, d. h. das Volumen von 1 kg gesättigten Dampfes von der Spannung p bedeutet.

Fig. 449.



Diese zur Verrichtung äußerer Arbeit verwendete Wärmemenge Apu ist natürlich verschwunden, so daß von der Gesammtwärme λ des Dampfes nur noch der Betrag

$$J = \lambda - Apu \quad \ldots \quad (83)$$

in dem Dampfe verbleibt, wofür Zeuner kurz den Ausdruck Dampfwärme gebraucht. Um diesen Betrag J ist offenbar der Wärmeinhalt des Dampfes von der Spannung p größer als derjenige in 1 kg Wasser bei 0° C.

Die zur Verdampfung des Wassers von t^0 erforderliche latente oder Verdampfungswärme r mußte nicht nur die Ueberwindung des äußern Druckes p bewirken, sondern sie diente vornehmlich dazu, den gasförmigen Zustand aus dem flüssigen herzustellen, wozu die zwischen den einzelnen Wassertheilchen wirkenden Anziehungskräfte überwunden werden mußten. Die zu dieser letztern innern Arbeit aufgewendete Wärme ϱ erhält man daher einfach als die Differenz zwischen der Verdampfungswärme r und dem zu äußerer Arbeit verbrauchten Antheile, also zu

$$\varrho = r - Apu \quad \ldots\ldots\ldots \quad (84)$$

Diese Wärme ϱ ist nicht verschwunden, sondern sie ist in dem Dampfe als eine potentielle, d. h. als eine Energie der Lage der einzelnen Theilchen vorhanden. Zeuner nennt diesen Betrag die innere latente Wärme des Wasserdampfes und bezeichnet demgemäß den zu äußerer Arbeit verbrauchten Theil Apu als äußere latente Wärme. Die innere und äußere latente Wärme zusammen geben daher die Verdampfungswärme $r = \varrho + Apu$. Mit dem Werthe $\varrho = r - Apu$ und demjenigen

$\lambda = q + r$ erhält man auch aus (83) die in dem Dampfe enthaltene Wärme

$$J = q + \varrho \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (85)$$

Es mag hier bemerkt werden, daß eine gewisse äußere Arbeit zwar auch schon bei der Erwärmung des Wassers von 0° C. auf t^0 geleistet werden mußte, indem bei der Ausdehnung des Wassers der darauf lastende Kolben um eine gewisse kleine Größe zurückgeschoben wurde, doch ist diese Ausdehnung im Vergleich mit der bei der Verdampfung sich einstellenden so klein, daß sie vernachlässigt werden darf.

Dichte des Dampfes. Für alle weiteren Rechnungen ist es nun §. 235.
zunächst nöthig, die Größe u zu bestimmen, d. h. den Rauminhalt, um welchen das Volumen der Gewichtseinheit Wasser $\sigma = 0{,}001$ cbm sich vergrößert, wenn dieses Wasser in gesättigten Dampf von der Spannung p und Temperatur t verwandelt wird. Mit dieser Größe u ist nicht nur die äußere Arbeit, sondern auch das specifische Volumen $s = u + \sigma$ und damit die Dichtigkeit $\gamma = \frac{1}{s}$ des Dampfes gegeben. Die Bestimmung von u kann mit Hülfe der beiden Hauptgleichungen der mechanischen Wärmetheorie wie folgt geschehen.

Betrachtet man wieder 1 kg Wasser in dem Gefäße AB, Fig. 449, in einem beliebigen Augenblicke, in welchem noch nicht das ganze Wasser, sondern nur die Gewichtsmenge x verdampft ist, also noch $1 - x$ kg Wasser in flüssiger Form vorhanden ist, so ist in diesem Augenblicke das Volumen v des Gemisches aus Wasser und Dampf durch

$$v = (1 - x)\,\sigma + xs = \sigma + x\,(s - \sigma) = \sigma + xu \quad (86)$$

dargestellt, woraus durch Differentiation, da σ und u für die constante Temperatur t constante Werthe haben,

$$\partial v = u \partial x \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (87)$$

folgt.

Es werde nun dem Gemisch eine unendlich kleine Wärmemenge ∂Q zugeführt, so bildet sich eine neue Dampfmenge ∂x, welche zu ihrer Entstehung die Wärme $r \partial x$ erfordert, so daß man hat:

$$\partial Q = r \partial x = \frac{r}{u} \partial v \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (88)$$

Nun hat man aber nach der ersten Hauptgleichung (I^b) auch:

$$\partial Q = A\,(X \partial p + Y \partial v),$$

worin in dem vorliegenden Falle wegen der constant bleibenden Spannung $\partial p = 0$ zu setzen ist. Folglich ist hier:

$$\partial Q = A Y \partial v \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (89)$$

welche Gleichung zusammen mit (88)

$$\frac{r}{u} = A Y \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (90)$$

liefert.

Die zweite Hauptgleichung (II^a) ferner

$$T = Y \frac{\partial T}{\partial p} + X \frac{\partial T}{\partial v}$$

geht für den vorliegenden Fall über in

$$T = Y \frac{\partial T}{\partial p} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (91)$$

weil die Temperatur t und also auch $T = a + t$ von dem Volumen v gar nicht abhängig, daher $\frac{\partial T}{\partial v} = 0$ ist. Die Verbindung von (90) und (91) liefert daher:

$$\frac{r}{u} = A T \frac{\partial p}{\partial T} = A T \frac{\partial p}{\partial t} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (92)$$

eine zuerst von Clapeyron aufgestellte, für die Dämpfe sehr wichtige Formel. Aus (92) erhält man ferner auch

$$A p u \frac{\partial p}{p \partial t} = \frac{r}{T} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (93)$$

Um nun die Größe $\frac{\partial p}{p \partial t}$ zu bestimmen, kann man eine der im §. 233 angegebenen Gleichungen benutzen, welche die Spannung p des gesättigten Wasserdampfes als Function von seiner Temperatur t feststellen. Wählt man hierzu die Regnault'sche Gleichung (75):

$$\log p = a + b \alpha^{t - t_0} + c \beta^{t - t_0},$$

worin t_0 eine constante Größe bedeutet, so erhält man durch Differentiiren:

$$\frac{1}{ln\, 10} \frac{\partial p}{p} = b \alpha^{t - t_0}\, ln\, \alpha \,.\, \partial t + c \beta^{t - t_0}\, ln\, \beta \,.\, \partial t$$

oder, wenn man $\log nat\ 10 = 2{,}30258 = k$ setzt,

$$\frac{\partial p}{p \partial t} = k ln \alpha . b \alpha^{t - t_0} + k ln \beta . c \beta^{t - t_0} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (94)$$

Setzt man in diese Gleichung die aus der Tabelle in §. 233 für

$$b \alpha^{\tau} = b \alpha^{t - t_0} \quad \text{und} \quad c \beta^{\tau} = c \beta^{t - t_0}$$

sich ergebenden Werthe ein, so kann man $\frac{\partial p}{p \partial t}$ für jede Temperatur t des

gesättigten Wasserdampfes berechnen und damit aus (93) die zugehörige äußere latente Wärme

$$Apu = \frac{r}{T}\frac{1}{\frac{\partial p}{p \partial t}}$$

finden. Diese Rechnung soll hier nicht weiter durchgeführt werden, dieselbe führt nach Zeuner zu dem Resultate:

$$Apu = 31{,}10 + 0{,}096\,t - 0{,}00002\,t^2 - 0{,}0000003\,t^3 \qquad (95)$$

Da ferner nach (80) die Verdampfungswärme

$$r = 606{,}50 - 0{,}695\,t - 0{,}00002\,t^2 - 0{,}0000003\,t^3$$

ist, so erhält man nach (84) die innere latente Wärme:

$$\varrho = r - Apu = 575{,}40 - 0{,}791\,t \quad . \quad . \quad . \quad . \qquad (96)$$

Zur Bestimmung des specifischen Volumens $s = u + \sigma$ [nach (82)], d. h. des Volumens, welches 1 kg gesättigter Wasserdampf einnimmt, dient die Gleichung (92), aus welcher

$$u = \frac{r}{AT\frac{\partial p}{\partial t}},$$

daher:

$$s = u + \sigma = \frac{r}{AT\frac{\partial p}{\partial t}} + \sigma \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \qquad (97)$$

folgt. Da hierin r und $\sigma = 0{,}001$ cbm bekannt sind, und $\frac{\partial p}{\partial t}$ durch Differentiiren von (75) gefunden wird, so kann man das specifische Volumen s für jede Temperatur t berechnen. Aus dem specifischen Volumen s erhält man dann die Dichtigkeit, d. h. das Gewicht von 1 cbm Dampf zu

$$\gamma = \frac{1}{s} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \qquad (98)$$

Die folgende, nach steigenden Werthen der Spannung p geordnete Tabelle für gesättigten Wasserdampf enthält außer der Temperatur t die Flüssigkeitswärme q, innere (ϱ) und äußere latente Wärme Apu, die Verdampfungswärme r, die Größe u, das specifische Gewicht γ für verschiedene Spannungen. Man erkennt aus dieser Tabelle, daß von der Verdampfungswärme r nur ein kleiner, etwa zwischen 6 bis 10 Proc. betragender Theil in äußere Arbeit verwandelt wird, und daß dieser Theil mit steigender Spannung langsam zunimmt, während sowohl die innere latente Wärme ϱ wie auch die Verdampfungswärme r abnehmen, wenn die Temperatur sich erhöht.

Die Flüssigkeitswärme q steigt natürlich nahezu in demselben Verhältnisse wie die Temperatur t, so daß in Folge hiervon die Gesammtwärme $\lambda = q + r$ ebenfalls mit steigender Spannung zunimmt. Dieselbe beträgt z. B. für Dampf von 0,1 Atmosphäre

$$\lambda = 46,28 + 538,85 + 35,46 = 620,59 \text{ W.-E.}$$

und für Dampf von 10 Atmosphären

$$\gamma = 182,72 + 432,78 + 46,00 = 661,50 \text{ W.-E.},$$

so daß das früher von Watt aufgestellte Gesetz keine Gültigkeit hat, wonach die ganze Wärmemenge in einer Gewichtseinheit für alle Spannungen constant (640 Cal.) sein sollte.

Man erkennt ebenfalls aus den Werthen des specifischen Gewichtes γ, daß die von Gay-Lussac gemachte Annahme nicht zutreffend ist, wonach die Dichte des gesättigten Wasserdampfes bei allen Temperaturen immer in demselben Verhältniß zu der Dichte der atmosphärischen Luft von derselben Temperatur und derselben Spannung stehen, nämlich gleich 0,6225 von der Dichte der Luft sein sollte. Vergleicht man nämlich die in der Tabelle enthaltenen specifischen Gewichte mit denjenigen der Luft für gleiche Temperaturen und Spannungen, welche man einfach aus (15) durch

$$\gamma_1 = \frac{1}{v} = \frac{p}{RT}$$

erhält, so findet man beträchtliche Abweichungen von der obigen Regel. Während z. B. für Dampf von 0,1 Atmosphäre das gedachte Verhältniß der Dichte zu $\frac{\gamma}{\gamma_1} = 0,621$ gefunden wird, berechnet sich dasselbe für 10 Atmosphären zu $\frac{\gamma}{\gamma_1} = 0,676$, so daß also die Dichtigkeit des Dampfes bei einer Steigerung der Spannung schneller sich vergrößert, als dies der Fall sein würde, wenn der Dampf dem Mariotte'schen und Gay-Lussac'schen Gesetze folgte, welche Voraussetzung jener früher angenommenen Regel zu Grunde liegt. Es mag noch angeführt werden, daß die hier aus den Gleichungen der mechanischen Wärmetheorie abgeleiteten Werthe für die Dampfdichten mit den Versuchsresultaten eine gute Uebereinstimmung zeigen, welche von Tate und Fairbairn*) erlangt worden sind.

Bisher hatte man sich zur Bestimmung der Dichtigkeit des gesättigten Wasserdampfes einer von Navier angegebenen empirischen Formel

$$\gamma = \alpha + \beta p \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (99)$$

*) Proceed. of the Royal Soc. 1860, und Civil-Ingenieur 1860.

bedient, in welcher α und β gewisse constante Größen bedeuten, die für verschiedene Dampfspannungen verschiedene Werthe haben. Diese Formel, welche insbesondere in der vordem vielfach den Dampfmaschinen zu Grunde gelegten Theorie Pambour's eine Hauptrolle spielt, führt jedoch nur zu brauchbaren Resultaten zwischen sehr nahe an einander liegenden Grenzen der Dampfspannung. Neuerdings hat Zeuner zur Vermeidung der umständlichen Rechnungen, wie sie oben angeführt worden sind, eine empirische Formel angegeben, welche für alle gewöhnlich vorkommenden Spannungen genauere Werthe ergiebt und deren man sich bedienen kann, um das einer gewissen Spannung p zugehörige specifische Gewicht γ und beziehungsweise das specifische Volumen $s = \frac{1}{\gamma}$ zu ermitteln. Nach Zeuner kann man setzen

$$p s^{1,0646} = 1,704 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (100)$$

wenn p in Atmosphären gegeben ist, woraus

$$\gamma = \frac{1}{s} = 0,6061\ p^{0,9393} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (101)$$

folgt. Die letztere Gleichung (101) liefert für alle Spannungen von 0,5 bis 14 Atmosphären Resultate, welche mit den nach den vorstehenden Rechnungen gefundenen und in der Tabelle unter γ angegebenen fast vollkommen genau übereinstimmen.

Demgemäß kann man annehmen, daß die Gleichung (100) das Gesetz zwischen dem specifischen Volumen und der Spannung bei gesättigtem Wasserdampfe darstellt. Wenn man sich das Volumen, welches 1 kg gesättigter Wasserdampf bei irgend einer Spannung p einnimmt, als Abscisse auf einer Axe und senkrecht dazu die Spannung p als Ordinate abgetragen denkt, so legen die Endpunkte aller Ordinaten eine gewisse Curve fest, welche Zeuner die Curve constanter Dampfmenge nennt; die Gleichung dieser Curve ist nach dem Vorstehenden sehr nahe durch (100) dargestellt. Diese Curve liegt offenbar zwischen der gleichseitigen Hyperbel $pv = C$, welche die isothermische Curve für Gase darstellt und zwischen der adiabatischen Curve $pv^{1,41} = C$ derselben.

Tabelle für gesättigten Wasserdampf nach Zeuner.

Atm.	Grad Celsius	Wärme-Einheiten				Cubikmeter	Kilogramm			Atm.
p	t	q	ϱ	Apu	r	u	γ	$\frac{r}{T}$	τ	p
0,1	46,21	46,282	538,848	35,464	574,312	14,5508	0,0687	1,7992	0,15662	0,1
0,2	60,45	60,589	527,584	36,764	564,348	7,5421	0,1326	1,6924	0,21043	0,2
0,4	76,25	76,499	515,086	38,171	553,257	3,9154	0,2553	1,5841	0,24708	0,4
0,6	86,32	86,662	507,121	39,045	546,166	2,6700	0,3744	1,5200	0,27576	0,6
0,8	93,88	94,304	501,141	39,688	540,829	2,0355	0,4910	1,4741	0,29681	0,8
1,0	100,00	100,500	496,300	40,200	536,500	1,6494	0,6059	1,4383	0,31356	1,0
1,2	105,17	105,740	492,210	40,626	532,836	1,3891	0,7194	1,4090	0,32752	1,2
1,4	109,68	110,316	488,643	40,993	529,636	1,2014	0,8317	1,3840	0,33954	1,4
1,6	113,69	114,389	485,471	41,315	526,786	1,0595	0,9430	1,3623	0,35013	1,6
1,8	117,30	118,059	482,616	41,602	524,218	0,9483	1,0534	1,3431	0,35957	1,8
2,0	120,60	121,417	480,005	41,861	521,866	0,8588	1,1631	1,3259	0,36814	2,0
2,2	123,64	124,513	477,601	42,096	519,697	0,7851	1,2721	1,3102	0,37597	2,2
[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	1,3805	1,2959	0,38321	2,4

p	t	q	ϱ	Apu	r	u	γ	$\frac{r}{T}$	τ	p
2,8	131,57	132,599	471,328	42,702	514,030	0,6257	1,5956	1,2705	0,39617	2,8
3,0	133,91	134,989	469,477	42,876	512,353	0,5864	1,7024	1,2591	0,40205	3,0
3,5	139,24	140,438	465,261	43,269	508,530	0,5072	1,9676	1,2336	0,41515	3,5
4,0	144,00	145,310	461,496	43,614	505,110	0,4474	2,2303	1,2113	0,42711	4,0
4,5	148,29	149,708	458,103	43,918	502,021	0,4004	2,4911	1,1916	0,43760	4,5
5,0	152,22	153,741	454,994	44,192	499,186	0,3626	2,7500	1,1740	0,44693	5,0
5,5	155,85	157,471	452,123	44,441	496,564	0,3315	3,0073	1,1579	0,45587	5,5
6,0	159,22	160,938	449,457	44,667	494,124	0,3054	3,2632	1,1432	0,46392	6,0
6,5	162,37	164,181	446,965	44,876	491,841	0,2833	3,5178	1,1297	0,47140	6,5
7,0	165,34	167,243	444,616	45,070	489,686	0,2642	3,7711	1,1171	0,47840	7,0
7,5	168,15	170,142	442,393	45,250	487,643	0,2475	4,0234	1,1054	0,48500	7,5
8,0	170,81	172,888	440,289	45,420	485,709	0,2329	4,2745	1,0944	0,49120	8,0
8,5	173,35	175,514	438,280	45,578	483,858	0,2200	4,5248	1,0840	0,49831	8,5
9,0	175,77	178,017	436,366	45,727	482,093	0,2085	4,7741	1,0743	0,50270	9,0
9,5	178,08	180,408	434,539	45,868	480,407	0,1981	5,0226	1,0650	0,50806	9,5
10	180,31	182,719	432,775	46,001	478,776	0,1887	5,2704	1,0562	0,51297	10
11	184,5	187,065	429,460	46,247	475,707	0,1725	5,7636	1,0398	0,52266	11
12	188,41	191,126	426,368	46,471	472,839	0,1589	6,2543	1,0248	0,53150	12

§. 236. **Gemisch von Wasserdampf und Wasser.** Um die Zustandsänderungen zu untersuchen, welchen der gesättigte Wasserdampf durch irgend welche Veränderungen des Volumens, der Temperatur ꝛc. ausgesetzt ist, sei wieder 1 kg einer Mischung vorausgesetzt, welche aus x Kilogramm Dampf von der Spannung p und der Temperatur t und aus $(1 - x)$ Kilogramm Wasser besteht. Das Volumen dieser Mischung drückt sich nach (86) aus durch

$$v = \sigma + xu \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (86)$$

worin σ constant gleich 0,001 cbm und u mit der Temperatur t oder Spannung p veränderlich ist. Die Gesammtwärme, d. h. diejenige Wärme, welche dieses Gemisch mehr enthält als 1 kg Wasser von 0° C., ist dann zusammengesetzt aus der in $(1 - x)$ Kilogramm Wasser enthaltenen Flüssigkeitswärme $(1 - x)\, q$ und der in x Kilogramm Dampf nach (85) enthaltenen Wärme $xJ = x\,(q + \varrho)$, so daß diese Wärme sich ausdrückt durch

$$AU = (1 - x)\, q + x\,(q + \varrho) = q + x\varrho \quad . \quad . \quad (102)$$

Es werde jetzt angenommen, daß die Temperatur sich um den unendlich kleinen Betrag ∂t ändere, so erhält man die Zunahme der innern Wärme durch Differentiirung von (102) zu

$$A\partial U = \partial q + \partial\,(x\varrho) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (103)$$

in welcher Gleichung sowohl x wie auch ϱ veränderlich sind.

Hat sich bei der gedachten Aenderung das Volumen v um ∂v verändert, so ist durch die Ueberwindung des äußern Druckes p auf dem Wege ∂v nach (32) eine äußere Arbeit $\partial L = p\,\partial v$ geleistet, und man erhält daher nach der ersten Hauptgleichung (I^a) die Wärmemenge ∂Q, welche zum Behufe der vorausgesetzten Zustandsänderung dem Gemische zugeführt werden muß, zu

$$\partial Q = A\,(\partial U + \partial L) = \partial q + \partial\,(x\varrho) + Ap\partial v \quad . \quad . \quad (104)$$

Um den Werth für das letzte Glied $Ap\partial v$ dieser Gleichung zu bestimmen, hat man (86) zu differentiiren, indem man σ constant, dagegen sowohl x wie u veränderlich annimmt; dadurch erhält man:

$$\partial v = \partial\,(xu),$$

womit (104) übergeht in

$$\partial Q = \partial q + \partial\,(x\varrho) + Ap\partial\,(xu).$$

Wenn man hierin für das letzte Glied den aus der allgemeinen Differentialformel

$$\partial\,(p\,.\,xu) = p\partial\,(xu) + xu\partial p$$

sich ergebenden Werth einführt, wird

$$\begin{aligned}\partial Q &= \partial q + \partial\,(x\varrho) + A\partial\,(pxu) - Axu\partial p \\ &= \partial q + \partial\,[x\,(\varrho + Apu)] - Axu\partial p.\end{aligned}$$

Nun ist $\varrho + Apu = r$ nach (84) und $Au\partial p = \frac{r}{T}\partial t$ nach (92), daher hat man auch

$$\partial Q = \partial q + \partial (xr) - \frac{xr}{T}\partial t \quad . \; . \; . \; . \quad (105)$$

Setzt man hierin $\partial q = c\partial t$ und entwickelt $\partial (xr)$, so wird

$$\partial Q = c\partial t + x\partial r + r\partial x - \frac{xr}{T}\partial t,$$

und wenn man noch $x \,.\, c\partial t$ addirt und subtrahirt, wird endlich:

$$\partial Q = (1 - x)\, c\partial t + r\partial x + x\left(c + \frac{\partial r}{\partial t} - \frac{r}{T}\right)\partial t.$$

Setzt man noch der Kürze halber

$$\left(c + \frac{\partial r}{\partial t} - \frac{r}{T}\right) = h \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (106)$$

so wird:

$$\partial Q = (1 - x)\, c\partial t + r\partial x + xh\partial t \quad . \; . \; . \; . \quad (107)$$

In der zuletzt gefundenen Gleichung (107), welche ebenso wie diejenige (105) zuerst von Clausius angegeben wurde, bedeutet rechts das erste Glied $(1 - x)\, c\partial t$ die zur Erwärmung von $(1 - x)$ Kilogramm Wasser um ∂t erforderliche Wärmemenge und das zweite Glied $r\partial x$ die latente oder Verdampfungswärme, welche zur Neubildung der Dampfmenge ∂x aufzuwenden ist, während das dritte Glied $xh\partial t$ die dem schon vorhandenen Dampfe zuzuführende Wärmemenge vorstellt. Das dritte Glied $xh\partial t$ ist analog dem ersten Gliede $(1 - x)\, c\partial t$ gebildet, indem x und $(1 - x)$ die Gewichte des Dampfes und beziehungsweise des Wassers und ∂t die Temperaturerhöhung bedeuten. Ebenso wie daher c die specifische Wärme des Wassers bedeutet, kann man sich unter der Größe

$$h = \left(c + \frac{\partial r}{\partial t} - \frac{r}{T}\right)$$

die specifische Wärme des Dampfes vorstellen, d. h. diejenige Wärmemenge, welche man 1 kg des gesättigten Wasserdampfes für eine unendlich kleine Erwärmung um ∂t zuzuführen hat, vorausgesetzt, daß der Dampf nach wie vor gesättigt bleibt.

Die Größe h läßt sich, da durch die Regnault'sche Formel (80) r und daraus auch $\frac{\partial r}{\partial t}$ bekannt ist, berechnen, und man erhält durch diese Rechnung für alle in der Praxis vorkommenden Temperaturen für h einen negativen Werth. Es ist nämlich für

$t =$	0^0	100^0	200^0
$h =$	$-1,9166$	$-1,1333$	$-0,6766.$

Dieses für die Kenntniß des Verhaltens von gesättigtem Wasserdampf äußerst wichtige Ergebniß eines negativen Werthes der specifischen Wärme ist zuerst von Clausius und Rankine gefunden und durch die Versuche von Hirn bestätigt worden. Es geht hieraus die Unhaltbarkeit der frühern, der Pambour'schen Theorie zu Grunde liegenden Annahme hervor, wonach Dampf bei der Expansion in den Dampfmaschinen seine Spannung der Curve constanter Dampfmenge entsprechend ändern sollte. Daß dies nicht der Fall ist, läßt ohne Weiteres die Gleichung (107) erkennen, wenn man darin $x = 1$ setzt, d. h. wenn man reinen oder trockenen Dampf ohne Beimischung von Wasser voraussetzt. Für diesen Fall geht diese Gleichung mit Rücksicht auf den negativen Werth von h über in

$$\partial Q = r \partial x - x h \partial t \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (108)$$

Nimmt man nun an, es finde eine Zustandsänderung ohne Wärmezufuhr, also mit $\partial Q = 0$ statt, so wäre

$$r \partial x = x h \partial t \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (109)$$

worin h den absoluten oder positiven Werth bedeutet. Diese Gleichung besagt direct, daß ein negativer Werth von ∂t, d. h. eine Temperaturabnahme, wie sie natürlich mit einer Ausdehnung des Dampfvolumens verbunden ist, auch einen negativen Werth von ∂x, d. h. eine Verminderung der Dampfmenge zur Folge hat. Bei der Ausdehnung des Dampfes ohne Wärmezufuhr schlägt sich daher eine gewisse Dampfmenge nieder, womit ausgesprochen ist, daß der Dampf zwar gesättigt bleibt, aber eine geringere Spannung und Temperatur haben muß, als wenn er in unveränderter Menge vorhanden bliebe, d. h. wenn seine Ausdehnung der Curve constanter Dampfmenge entsprechend vor sich ginge. Damit letzteres der Fall sei, muß vielmehr eine Wärmezufuhr stattfinden, welche aus (108) folgt, wenn man darin $\partial x = 0$ setzt und ∂t negativ annimmt. Es folgt ebenso, daß mit einer Erhöhung der Temperatur, also mit einer Zusammendrückung des Dampfes aus (108) ein negativer Werth von ∂Q folgt, wenn der Dampf nach wie vor gesättigt bleiben soll, d. h. es muß bei der Compression Wärme abgeführt werden, andernfalls geht der Dampf in den überhitzten Zustand über.

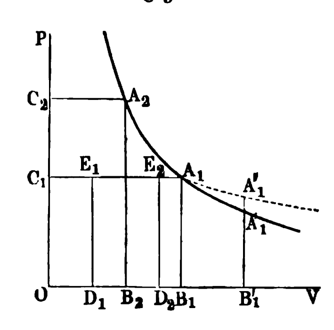
§. 237. Isothermische und isodynamische Curve des Dampfes. Denkt man sich eine Wasser- und Dampfmischung von 1 kg Gewicht einer Veränderung unterworfen, vermöge deren die Temperatur einen constanten Werth t behält, so ist nach dem Vorstehenden klar, daß auch die Spannung p so lange einen gleichbleibenden Werth beibehält als noch Wasser vorhanden

ist, um den Dampf als gesättigten bestehen zu lassen. Wenn man daher die verschiedenen Volumina des Gemisches als Abscissen und die zugehörigen Spannungen als Ordinaten aufträgt, so erhält man als die isothermische Linie wegen der unveränderlichen Spannung eine mit der Abscissenaxe parallele Gerade. Jeder Spannung p oder Temperatur t entspricht hier eine besondere Gerade, z. B. $C_1 A_1$, Fig. 450, der Spannung p_1 oder $C_2 A_2$ derjenigen p_2. Alle diese Geraden erstrecken sich aber nur bis zu einer bestimmten Curve $A_1 A_2$, welche offenbar die Curve constanter Dampfspannung ist, deren wahrscheinliche Gleichung oben zu

$$p v^{1,0646} = 1,704 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (100)$$

angegeben wurde. Bei einer weitern Vergrößerung des Volumens als dasjenige s ist, welches für die betreffende Temperatur t der Curve constanter Dampfmenge entspricht, hat man es mit überhitztem Dampfe zu thun, d. h. solchem, welcher eine höhere Temperatur hat, als seinem Sättigungsgrade entspricht. Man ersieht dies leicht aus der Figur. Denkt man sich nämlich unter der Voraussetzung, daß die Temperatur den Werth t_1 fortwährend behalte, das Volumen gleich $O B_1'$ geworden, so würde der Dampf für den Fall der vollständigen Sättigung die Spannung $p_1' = B_1' A_1'$ und die Temperatur t_1' haben, welche kleiner ist als t_1. Demgemäß kann man sich vorstellen, der gesättigte Dampf von dem Volumen $O B_1' = s_1'$ sei von der ihm eigenthümlichen Temperatur t_1' auf die höhere t_1 gebracht, womit eine Vergrößerung der Spannung von dem Werthe $B_1' A_1' = p'$ auf denjenigen $B_1' A_1'' = p_1''$ verbunden ist, doch wird diese letztere Spannung den vorherigen Werth $p_1 = B_1 A_1$ des bei der Temperatur t_1 gesättigten Dampfes nicht erreichen, d. h. die isothermische Curve wird in dem, dem überhitzten Dampfe entsprechenden Felde rechts von $A_1 A_2$ einen Verlauf zwischen der Horizontalen des Punktes A_1 und der Curve constanter Dampfmenge zeigen. Diese Curve des überhitzten Dampfes soll uns hier nicht weiter interessiren, es soll vielmehr angenommen werden, daß die Ausdehnung des Gemisches noch innerhalb des für den gesättigten Dampf gültigen Feldes zwischen $A_1 A_2$ und den Axen verbleibe.

Fig. 450.



Die äußere mechanische Arbeit, welche bei einer solchen Ausdehnung von dem Dampfe verrichtet wird, wenn derselbe sich von irgend einem Anfangsvolumen $v_1 = O D_1$ auf dasjenige $v_2 = O D_2$ ausdehnt, ist hier durch das Rechteck $D_1 E_1 E_2 D_2$, also zu

$$L = \int_{v_1}^{v_2} p \partial v = p\,(v_2 - v_1) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (110)$$

gegeben. Werden unter x_1 und x_2 die zugehörigen Gewichte des Dampfes verstanden, so hat man

$$v_1 = x_1 u + \sigma \quad \text{und}\ v_2 = x_2 u + \sigma,$$

daher ist auch

$$L = p\,(x_2 - x_1)\,u \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (110^a)$$

Nunmehr bestimmt sich auch die dem Gemische zuzuführende Wärme Q durch Integration der Gleichung (104),

$$\partial Q = \partial q + \partial\,(x\varrho) + A p \partial v,$$

worin wegen der unveränderlichen Temperatur q, ϱ und p constante Größen sind. Man erhält daher die zuzuführende Wärme mit Rücksicht auf (84):

$$Q = \varrho\,(x_2 - x_1) + A p u\,(x_2 - x_1) = r\,(x_2 - x_1) \quad (111)$$

Diese Wärmemenge hat man natürlich von dem Gemisch abzuführen, wenn umgekehrt unter Aufwendung der Arbeit (110) das Volumen $v_2 = OD_2$ bei constanter Temperatur auf dasjenige $v_1 = OD_1$ zusammengedrückt werden soll.

In §. 218 wurde unter der isodynamischen Curve eines Gases diejenige verstanden, welche die Veränderung von Druck und Volumen unter der Voraussetzung angiebt, daß die innere Arbeit U des Gases einen gleichbleibenden Werth behält und es wurde daselbst gezeigt, daß für Gase die isodynamische Curve mit der isothermischen zusammenfällt. Dies ist für Dämpfe nicht der Fall, weil bei diesen die innere Arbeit nicht lediglich von der Temperatur t, sondern auch von der Menge x des in Dampf verwandelten Wassers abhängt. Man erhält die Bedingungsgleichung für die isodynamische Zustandsänderung für ein Gemisch von Wasser und Dampf, wenn man $\partial U = 0$ setzt, also aus (103) zu:

$$\partial q + \partial\,(x\varrho) = 0,$$

welche Gleichung durch Integration zwischen zwei beliebigen Punkten, für welche die zugehörigen Werthe q_1, x_1, ϱ_1 und q_2, x_2, ϱ_2 sind:

$$q_2 - q_1 + x_2\varrho_2 - x_1\varrho_1 = 0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (112)$$

ergiebt. Man kann aus dieser Gleichung, wenn für einen gewissen Anfangszustand x_1 und p_1 also auch t_1, q_1 und ϱ_1 gegeben sind, für irgend einen andern Druck p_2, durch welchen gleichzeitig q_2 und ϱ_2 bekannt sind, die specifische Dampfmenge x_2 finden und erhält dann die den beiden Zuständen entsprechenden Volumina nach (86) zu

$$v_1 = (\sigma + x_1 u_1) \quad \text{und} \quad v_2 = (\sigma + x_2 u_2).$$

Es soll hierauf nicht näher eingegangen werden, da die isodynamische Curve für die vorliegenden Zwecke wenig Bedeutung hat, es sei nur bemerkt, daß Zeuner für diese Curve die empirische Gleichung

$$p v^{\nu} = p_1 v_1^{\nu}$$

aufstellt, worin $\nu = 1,0456$ zu setzen ist, wenn angenommen wird, daß im Anfangszustande trockener Dampf ohne Wasser vorhanden, also $x = 1$ ist und nun eine Compression vorgenommen wird. Es zeigt nämlich die nähere Rechnung, daß bei isodynamischen Zustandsänderungen bei der Compression Verdichtung und bei der Expansion Verdampfung eintritt, entgegengesetzt dem Verhalten der Mischung bei adiabatischen Zustandsänderungen.

Es mag bemerkt werden, daß man es bei Dampfmaschinen mit nahezu isothermischer Ausdehnung zu thun hat, so lange frischer Dampf aus dem Kessel in den Dampfcylinder geführt wird, d. h. bei der Volldruckwirkung (s. weiter unten), und daß daher hierfür die oben entwickelten Formeln (110) und (111) Gültigkeit haben. Die nach der Absperrung des Dampfes in dem Cylinder erfolgende Expansion des Dampfes hat man öfter als eine adiabatische Zustandsänderung betrachtet und es soll daher im Folgenden eine solche Zustandsänderung besprochen werden, obwohl von vornherein zu bemerken ist, daß der Vorgang in dem Dampfcylinder wegen des Wärmeaustausches zwischen dem Dampfe und der Cylinderwandung wesentliche Abweichungen von einer adiabatischen Zustandsänderung zeigt.

Adiabatische Zustandsänderung des Dampfes. Wenn ein Gemisch von Wasser und Dampf im Gewichte gleich 1 kg einer Veränderung durch Ausdehnung oder Zusammendrückung ohne Zu- oder Abfuhr von Wärme ausgesetzt ist, so erhält man die geltenden Beziehungen einfach, indem man die zuzuführende Wärme ∂Q nach (105) gleich Null setzt, durch die Gleichung: §. 238.

$$0 = \partial q + \partial (x r) - \frac{x r}{T} \partial t.$$

Dividirt man diese Gleichung durch die absolute Temperatur T, so ist auch:

$$0 = \frac{\partial q}{T} + \frac{\partial (x r)}{T} - \frac{x r}{T^2} \partial t = \frac{\partial q}{T} + \partial \left(\frac{x r}{T}\right) \quad . \quad . \quad (113)$$

Bezeichnet man den Werth des Integrals $\int \frac{\partial q}{T}$ der Kürze wegen mit τ, setzt also allgemein

$$\int_0^t \frac{\partial q}{T} = \tau \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (114)$$

so liefert die obige Differentialgleichung für den Uebergang des Dampfgemisches aus dem Zustande γ_1, p_1, T_1, r_1 und τ_1 in einen andern γ_2, p_2, T_2, r_2 und τ_2 den Ausdruck:

$$\frac{x_1 r_1}{T_1} + \tau_1 = \frac{x_2 r_2}{T_2} + \tau_2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (115)$$

Diese Gleichung kann dazu dienen, die Dampfmenge x_2 zu berechnen, welche vorhanden ist, wenn das Gemisch von der Spannung p_1 und der Dampfmenge x_1 adiabatisch in einen Zustand von der Spannung p_2 übergeht, indem durch p_1 auch die Größen T_1, r_1 und τ_1, sowie mit p_2 diejenigen T_2, r_2 und τ_2 gegeben sind und aus der Tabelle in §. 235 entnommen werden können.

Was nämlich die Größe $\tau = \int\limits_0^t \frac{\partial q}{T}$ anbelangt, so kann man, unter c die specifische Wärme des Wassers verstanden, darin nach (77) $\partial q = c \partial t = c \partial T$ setzen, so daß $\tau = \int\limits_0^t \frac{c \partial t}{T}$ wird. Wenn man hierin für c einen constanten Werth, etwa nach Clausius den der Temperatur $t = 100^0$ zugehörigen Werth von 1,013 oder nach Zeuner einen den höheren Temperaturen der gebräuchlichen Dämpfe entsprechenden Mittelwerth von $c = 1{,}0224$ setzt, so geht dieses Integral über in

$$\tau = c \int\limits_0^t \frac{\partial t}{T} = c \log nat \frac{a+t}{a+0} = c \, ln \frac{T}{a} \quad . \quad . \quad (116)$$

Will man jedoch die Werthe von τ genauer ermitteln, so hat man nach (78)

$$\partial q = (1 + 2 . 0{,}00002 t + 3 . 0{,}0000009 t^2) \partial t$$

in den Ausdruck $\int\limits_0^t \frac{\partial q}{T} = \tau$ zu setzen und das Integral auszurechnen. Dies ausgeführt giebt:

$$\tau = \int\limits_0^t c \frac{\partial t}{T} = \int\limits_a^T c \frac{\partial T}{T}$$

$$= \int\limits_a^T \frac{\partial T}{T} + \int\limits_a^T 0{,}00004 (T - a) \frac{\partial T}{T} + \int\limits_a^T 0{,}0000009 (T - a)^2 \frac{\partial T}{T}$$

$$= 1{,}0561561 \, ln \frac{T}{a} - 0{,}0004514 (T - a)$$

$$+ 0{,}00000045 (T^2 - a^2) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (116^a)$$

Die hiernach sich ergebenden Werthe sind in der aus Zeuner's Wärme-

theorie entnommenen Tabelle §. 235 unter r aufgeführt, ebenso wie die Quotienten $\frac{r}{T}$ darin enthalten sind.

Hat man mit Hülfe der Tabellenwerthe durch die Gleichung (115) die Größe x_2 bestimmt, so erhält man das Volumen v_2, welches dem Drucke p_2 entspricht, zu

$$v_2 = x_2 u_2 + \sigma,$$

wenn wieder u_2 den der Spannung p_2 entsprechenden, aus der Tabelle zu entnehmenden Werth von u bedeutet und daher ist das Expansionsverhältniß oder das Verhältniß dieses Volumens v_2 zu dem anfänglichen $v_1 = x_1 u_1 + \sigma$ durch

$$\varepsilon = \frac{v_2}{v_1} = \frac{x_2 u_2 + \sigma}{x_1 u_1 + \sigma} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (117)$$

ebenfalls gefunden. Würde man diese Rechnung für hinreichend viele Spannungen p_2 durchführen, so könnte man zu diesen letzteren als Ordinaten die zugehörigen Volumina v_2 als Abscissen auftragen, und würde dadurch die adiabatische Curve erhalten, welche dem zu Anfang vorausgesetzten Gemische von x_1 Kilogramm Dampf und $(1 - x_1)$ Kilogramm Wasser und der Spannung p_1 zugehört.

Bei der Ausdehnung des Gemisches von dem Volumen v_1 auf dasjenige v_2 ist auch, unter der Voraussetzung eines umkehrbaren Processes, d. h. bei gleicher Größe des äußern Druckes mit dem des Dampfes, eine gewisse mechanische Arbeit verrichtet worden, und zwar kann dieselbe nur auf Kosten der in dem Dampfe enthaltenen Wärme verrichtet werden, da eine Zufuhr von Wärme nicht stattfand. Man findet daher diese Arbeit einfach, wenn in der Hauptgleichung (104) $\partial Q = 0$ gesetzt wird. Hierdurch erhält man

$$A \partial L = - A \partial U = - \partial q - \partial (x \varrho),$$

und somit durch Integration zwischen $x_2 q_2 \varrho_2$ und $x_1 q_1 \varrho_1$:

$$A L = q_1 - q_2 + x_1 \varrho_1 - x_2 \varrho_2 \quad \ldots \ldots \quad (118)$$

welcher Werth leicht ermittelt werden kann, da x_2 durch (115) bestimmt ist.

Die vorstehenden Rechnungen mögen durch ein Beispiel erläutert werden. Es sei 1 kg einer Dampfmischung von $p_1 = 5$ Atmosphären Spannung vorausgesetzt, welches $x_1 = 0{,}9$ kg Dampf und 0,1 kg Wasser enthalten soll. Es ist zu untersuchen, welches Volumen das Gemisch annimmt und welche Dampfmenge es enthält, wenn die Spannung durch eine adiabatische Ausdehnung bis auf $p_2 = 1$ Atmosphäre herabgeht. Nach der Tabelle in §. 235 hat man für

$$p_1 = 5 \text{ Atm.: } \tau_1 = 0{,}44693, \ \frac{r_1}{T_1} = 1{,}17395, \ u_1 = 0{,}3626,$$

$$q_1 = 153{,}741, \ \varrho_1 = 454{,}994,$$

und für

$$p_2 = 1 \text{ Atm.}: \tau_2 = 0{,}31356, \ \frac{r_2}{T_2} = 1{,}43834, \ u_2 = 1{,}6494,$$
$$q_2 = 100{,}50, \ \varrho_2 = 496{,}30.$$

Daher hat man nach (115):

$$0{,}9 \,.\, 1{,}17395 + 0{,}44693 = x_2 \, 1{,}43834 + 0{,}31356,$$

woraus $x_2 = 0{,}827$ kg folgt. Es hat sich also während der Ausdehnung die Dampfmenge

$$x_1 - x_2 = 0{,}9 - 0{,}827 = 0{,}073 \text{ kg}$$

niedergeschlagen.

Das ursprüngliche Volumen v_1 des Gemisches beträgt:

$$v_1 = x_1 u_1 + \sigma = 0{,}9 \,.\, 0{,}3626 + 0{,}001 = 0{,}3273 \text{ cbm}$$

und das nachherige

$$v_2 = x_2 u_2 + \sigma = 0{,}827 \,.\, 1{,}6494 + 0{,}001 = 1{,}3651 \text{ cbm},$$

daher das Expansionsverhältniß

$$\varepsilon = \frac{1{,}3651}{0{,}3273} = 4{,}17.$$

Die während der Expansion verrichtete Arbeit erhält man zu

$$L = \frac{1}{A}(q_1 - q_2 + x_1 \varrho_1 - x_2 \varrho_2)$$
$$= 424\,(153{,}741 - 100{,}50 + 0{,}9 \,.\, 454{,}994 - 0{,}827 \,.\, 496{,}3)$$
$$= 424 \,.\, 52{,}296 = 22173{,}5 \text{ mkg}.$$

Ein Niederschlagen von Wasser bei der Ausdehnung findet, wie schon in §. 236 angeführt wurde, auch statt, wenn dem Dampfe anfänglich kein Wasser beigemengt ist, wie sich zeigt, wenn in (115) $x_1 = 1$ gesetzt wird. Wenn man dagegen in dieser Gleichung $x_1 = 0$ annimmt, d. h. also, wenn man 1 kg Wasser ohne Beimischung von Dampf voraussetzt, welches auch unter dem Drucke p_1 steht und die diesem Dampfdruck zugehörige Temperatur t_1 hat, so findet man, daß bei der Ausdehnung eine gewisse Dampfmenge sich bildet, es findet jetzt also gewissermaßen ein dem vorhin gefundenen entgegengesetztes Verhalten bei der Expansion statt, insofern vorhin ein Niederschlagen sich zeigte, während jetzt eine Verdampfung von Wasser stattfindet.

Um die Größe dieses verdampfenden Wassers zu ermitteln, sei wieder $p_1 = 5$ Atmosphären und $p_2 = 1$ Atmosphäre vorausgesetzt, dann geht die Gleichung (115) mit den oben angeführten Werthen und mit $x_1 = 0$ über in:

$$0{,}44693 = x_2 \, 1{,}43834 + 0{,}31356,$$

woraus $x_2 = 0{,}093$ kg folgt. Das Volumen findet sich hierbei im Anfange zu $v_1 = \sigma = 0{,}001$ cbm und gegen Ende der Expansion zu

$$v_2 = x_2 u_2 + \sigma = 0{,}093 \,.\, 1{,}6494 + 0{,}001 = 0{,}154 \text{ cbm},$$

so daß eine Expansion im Verhältnisse $\varepsilon = \frac{v_2}{v_1} = 154$ stattgefunden hat. Die geleistete Arbeit ist natürlich nur eine geringe und gleich

$$L = 424\,(153{,}741 - 100{,}50 - 0{,}093 \,.\, 496{,}30)$$
$$= 424 \,.\, 7{,}08 = 3002 \text{ mkg}.$$

Aus dem hier gefundenen Verhalten, wonach reiner Dampf bei der Ausdehnung sich niederschlägt, dagegen reines Wasser einer Verdampfung ausgesetzt ist, kann man schließen, daß es eine gewisse Zusammensetzung des Gemisches geben wird, bei welcher die Dampfmenge x_1 vor der Expansion gerade gleich derjenigen x_2 nach der Expansion ist. Man findet diese Mischung ohne Weiteres aus (115), wenn man darin $x_1 = x_2 = x$ setzt. Beispielsweise findet sich dieser Werth von x, welcher wiederum einer Anfangsspannung $p_1 = 5$ Atmosphären und einer Endspannung von 1 Atmosphäre entspricht, durch

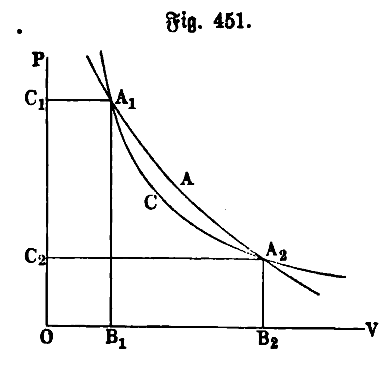
$$x \,.\, 1{,}17395 + 0{,}44693 = x \,.\, 1{,}43834 + 0{,}31356$$

zu

$$x = \frac{0{,}13337}{0{,}26439} = 0{,}504.$$

Wenn also das Gemenge nahezu zur Hälfte aus Wasser und zur Hälfte aus Dampf besteht, so enthält es bei 5 Atmosphären Druck ebenso viel Dampf wie bei 1 Atmosphäre. Wenn man für dieses Gemisch dieselbe Rechnung für verschiedene Werthe der Endspannung p_2 etwa von 4, 3, 2, $^1/_2$, $^1/_4$ ... Atmosphäre ausführt, so findet man, daß eine Verdampfung stattfindet, sobald die Endspannung zwischen 5 und 1 Atmosphäre gelegen ist, wogegen ein Niederschlagen eintritt, sobald die Endspannung p_2 kleiner als 1 Atmosphäre wird. Man kann sich diesen Vorgang durch Fig. 451 veranschaulichen. Entspricht darin nämlich der Punkt A_1 dem Anfangszustande $p_1 = 5$ Atmosphären, $x_1 = 0{,}504$ kg des betrachteten Gemisches und A_2 dem Endzustande $p_2 = 1$ Atmosphäre und ebenfalls $x_2 = 0{,}504$ kg, so liegen diese Punkte

Fig. 451.



A_1 und A_2 in einer Curve constanter Dampfmenge, welche durch $A_1 C A_2$ dargestellt sein mag. Die adiabatische Linie $A_1 A A_2$ liegt dann zwischen A_1 und A_2 über dieser Linie constanter Dampfmenge, welche sie in den Punkten A_1 und A_2 durchschneidet.

Obwohl die vorgedachte Ermittelung des einer bestimmten Endspannung p_2 zugehörigen Volumens v_2 nicht schwierig ist, so ist dieselbe doch zeitraubend, und deshalb hat man sich bemüht, die adiabatische Zustandsänderung des Dampfes durch eine einfache Formel darzustellen. Rankine nahm hierfür zuerst die Beziehung an:

$$p v^{\mu} = p_1 v_1^{\mu} + p_2 v_2^{\mu} \quad \ldots \ldots \quad (119)$$

und setzte

$$\mu = \frac{10}{9} = 1{,}111.$$

Dieselbe Formel ist auch von Grashof und Zeuner zu Grunde gelegt, nur setzt Grashof den Werth $\mu = 1{,}140$, während Zeuner für reinen Wasserdampf ohne Beimischung von Wasser $\mu = 1{,}135$ und allgemein für einen Gehalt von x Kilogramm Wasser in einer Mischung von 1 kg Gewicht, für μ den Werth

$$\mu = 1{,}035 + 0{,}100\, x_1 \quad \ldots \ldots \quad (120)$$

anwendet.

Man kann daher die Gleichung

$$p v^{\mu} = p_1 v_1^{\mu} = Const$$

als die Gleichung der adiabatischen Curve einer Dampf- und Wassermischung ansehen und erhält hieraus genügend genaue Werthe. So liefert diese Gleichung z. B. für das oben berechnete Beispiel mit $p_1 = 5$ Atmosphären, $v_1 = 0{,}3273$, $x_1 = 0{,}9$, zunächst

$$\mu = 1{,}035 + 0{,}100 \,.\, 0{,}9 = 1{,}125$$

und daher für $p = 1$ Atmosphäre das zugehörige v zu

$$v = 0{,}3273 \sqrt[1{,}125]{\frac{5}{1}} = 1{,}3685 \text{ cbm},$$

also genügend nahe dem vorstehend zu $v_2 = 1{,}3651$ cbm gefundenen Werthe.

§. 239. **Ueberhitzter Wasserdampf.** Bisher war immer nur von den gesättigten Dämpfen die Rede, d. h. von den Dämpfen im Maximum der Dichte, welche sie bei der ihnen eigenthümlichen Temperatur gemäß der Tabelle in §. 235 höchstens haben können. Wie schon oben bemerkt, sind die

Dämpfe immer gesättigt, sobald sie mit Wasser in Verbindung auftreten, also z. B. in jedem Dampfkessel, doch ist es natürlich nicht ausgeschlossen, daß auch gesättigte Dämpfe ohne Verbindung mit Wasser, als sogenannte trockene Dämpfe auftreten können. In letzterm Falle gehen dieselben in den ungesättigten oder überhitzten Zustand über, sobald man ihnen durch Wärmezuführung eine höhere Temperatur ertheilt als ihrem Sättigungsgrade zukommt. Ein Ueberhitzen der Dämpfe für Dampfmaschinen hat man in neuerer Zeit öfter dadurch vorgenommen, daß man das vom Dampfkessel den Dampf ableitende Rohr, ehe dasselbe mit der Dampfmaschine in Verbindung gebracht wird, durch einen heißen Raum, etwa durch den Rauchcanal der Kesselfeuerung führt, um hierdurch eine Ueberhitzung des Dampfes und damit verbundene Spannungserhöhung zu erzielen. Oft geschieht dies indessen auch nur zu dem Zwecke, den Dampf möglichst trocken nach der Maschine gelangen zu lassen, indem das dem Dampfe fast immer mechanisch beigemengte Wasser auf diese Weise ganz oder theilweise verdampft wird.

Durch die Erhitzung einer vom Wasser abgeschlossenen Menge gesättigten Dampfes von bestimmter Spannung p wird diese letztere natürlich erhöht, etwa zu p', doch ist das Gesetz bislang noch so gut wie unbekannt, nach welchem diese Spannungsvergrößerung von der mitgetheilten Temperaturerhöhung abhängig ist. Früher nahm man allgemein an, daß die überhitzten Dämpfe dem Mariotte- und Gay-Lussac'schen Gesetze folgten, doch haben die neueren Versuche von Regnault u. A. dargethan, daß dieses Gesetz im Allgemeinen für die überhitzten Dämpfe nicht genau gilt und um so weniger zutrifft, je näher die Dämpfe ihrem Sättigungspunkte sich befinden. Je höher die Temperatur wird, desto größer ist die Uebereinstimmung des Verhaltens der Dämpfe mit demjenigen der Gase. Man pflegt wohl anzunehmen, daß bei einer Temperatur, welche die der gesättigten Dämpfe um 20 bis 30° übersteigt, oder auch bei einer Spannung, welche etwa 0,85 von derjenigen des gesättigten Dampfes von der herrschenden Temperatur ist, das Mariotte- und Gay-Lussac'sche Gesetz als hinreichend genau für die überhitzten Dämpfe angenommen werden kann. Dagegen zeigen die Versuche von Tate und Fairbairn, daß bei der Annäherung des Dampfes an den Sättigungspunkt der Ausdehnungscoefficient wesentlich zunimmt und zwei-, drei- bis fünfmal so groß wird als der nahezu constante Ausdehnungscoefficient, welcher einer höhern Ueberhitzung entspricht.

Es mag hier auch das von Hirn ausgesprochene Gesetz angeführt werden, wonach die überhitzten Wasserdämpfe sich so verhalten, daß für sie die isodynamische Curve wie für die Gase eine gleichseitige Hyperbel ist, während die isothermische Curve einen andern Verlauf zeigt. In letzterer Hinsicht würden sich also die überhitzten Dämpfe von den Gasen unterscheiden, für welche letzteren die isothermische Curve mit der isodynami-

schen zusammenfällt. Nach Zeuner wird die isodynamische Curve der überhitzten Dämpfe genauer durch die Gleichung bestimmt:

$$p v^{\nu} = p_1 v_1^{\nu} = Const \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (121)$$

worin im Anfange, so lange der Dampf noch gesättigt ist, $\nu = 1{,}0456$ zu setzen ist und mit steigender Ueberhitzung sehr schnell in den Werth $\nu = 1$ für die gleichseitige Hyperbel übergeht.

§. 240. **Dämpfe überhaupt.** Die Siedetemperatur ist für verschiedene Flüssigkeiten verschieden und zwar hängt die Höhe dieser Temperatur ebenso wie beim Wasser von der Größe des auf der Flüssigkeit lastenden Druckes ab, welcher immer gleich der Spannkraft des sich bildenden Dampfes ist. Nach den darüber angestellten Beobachtungen sind die Siedetemperaturen bei einem Drucke von 1 Atmosphäre gleich 0,760 m Quecksilbersäule von einigen Körpern die folgenden:

Quecksilber	350° C.
Leinöl	316° „
Schwefelsäure	310° „
Schwefel	299° „
Phosphor	290° „
Terpentinöl	273° „
Wasser	100° „
Alkohol (spec. Gew. 0,813). . . .	78,6° C.
Schwefeläther	37,8° „
Salpetrige Säure.	28° C.
Schweflige Säure	— 10° „

Durch Auflösung von Substanzen wird die Siedetemperatur des Wassers ansehnlich erhöht. So siedet z. B. Wasser, das mit Kochsalz gesättigt ist (41,2 Thle. Kochsalz auf 100 Thle. Wasser), nach Legrand bei 108,4°, ferner Wasser mit kohlensaurem Kali gesättigt (205 Thle. kohlensaures Kali auf 100 Thle. Wasser) bei 133°, und Wasser mit Chlorcalcium (325 Thle. Chlorcalcium auf 100 Thle. Wasser) bei 179,5°.

Auch die Gefäßwände haben Einfluß auf den Siedepunkt. So siedet z. B. das Wasser in metallenen Gefäßen etwas früher als in gläsernen.

Nach Dalton sind die Expansivkräfte der Dämpfe aller Flüssigkeiten bei einer gleichen Anzahl von Graden über oder unter dem Siedepunkte gleich groß. Hiernach lassen sich nun auch mittelst der Siedepunkte die Expansivkräfte verschiedener Dämpfe aus denjenigen des Wasserdampfes berechnen. Da z. B. der Alkohol bei 78° siedet, so ist für Alkoholdampf von 113°, also von 113° — 78° = 35°

über dem Siedepunkte die Spannkraft dieselbe wie beim Wasserdampf bei 35° über dem Siedepunkte des Wassers, d. i. wie bei der Temperatur des Wasserdampfes von 135°, nämlich 3 Atmosphären.

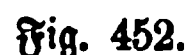
Aus den neueren Versuchen von Regnault (s. Poggendorff's Annalen, Bd. 93, 1854) geht allerdings hervor, daß dieses Gesetz nur ungefähr richtig ist. Hiernach sind z. B. für Temperaturen von 0 bis 130° die Expansivkräfte von Alkohol, Schwefeläther, Terpentinöl und Wasserdampf folgende:

Temperatur	0	10	20	40	60	80	100	110	120	130°
Alkohol . . .	1,273	2,408	4,40	13,41	35,00	81,28	168,5	235,2	320,8	433,1 cm
Schwefeläther .	18,23	28,65	43,48	91,36	173,03	294,72	492,04	624,9	—	— „
Terpentinöl . .	0,210	0,230	0,430	1,120	2,69	6,12	13,49	18,73	25,70	34,70 „
Wasserdampf .	0,460	0,9165	1,7891	5,491	14,879	35,164	76,00	107,54	149,13	203,03 „

Die von Rudberg angestellten Versuche zeigten zwar, daß die Dämpfe, welche sich aus Salzlösungen entwickeln, trotz der höheren Siedetemperatur der letztern dieselbe Temperatur haben, welche sich bei demselben Drucke aus reinem Wasser entwickeln. Hiernach müßten alle aus wässerigen Lösungen unter atmosphärischem Druck sich entwickelnde Dämpfe die Temperatur 100° C. haben, unabhängig von dem Siedepunkte der Lösung. Dieses Resultat wurde jedoch von Regnault, Magnus und Wüllner dadurch erklärt, daß das Thermometer, welches zur Temperaturmessung der Dämpfe diente, sich mit Wasser beschlug und daher die Temperatur dieses Wassers, also 100°, nicht aber die Temperatur der sich entwickelnden Dämpfe zeigte. Vielmehr muß man annehmen, daß die sich aus Salzlösungen entwickelnden Dämpfe die Temperatur der letzteren, also eine höhere Temperatur haben, als die unter gleichem Druck aus reinem Wasser sich bildenden Dämpfe, oder mit anderen Worten, die aus Salzlösungen sich bildenden Dämpfe sind wegen ihrer höheren Temperatur in Hinsicht auf reines Wasser überhitzt. Andererseits ist gesättigter Dampf aus reinem Wasser von etwa 100° C. oder 1 Atmosphäre in Vergleich mit einer Salzlösung von gleicher Temperatur als ein übersättigter anzusehen, welcher folglich an diese Lösung Wasser und somit Wärme abgiebt. Hieraus erklärt sich die schon lange bekannt gewesene Erscheinung, daß man durch Wasserdampf von 100° C. Salzlösungen bis zu ihrem Siedepunkte, also weit über 100° C. erhitzen kann, eine Erscheinung, von welcher unlängst Honigmann zum feuerlosen Heizen von Dampfkesseln durch den in eine Aetznatronlauge geführten entweichenden Dampf der Maschinen eine so schöne Anwendung gemacht hat. Es mag hier bemerkt werden, daß diese Erscheinung keineswegs dem Clausius'schen

Grundsatze widerspricht, wonach Wärme nicht von selbst, d. h. nicht ohne eine gleichzeitige anderweite Aenderung von einem kältern zu einem wärmern Körper übergehen kann, denn man hat hier die anderweite Aenderung in der Vereinigung der in die Lösung eintretenden Dampftheilchen mit den darin befindlichen Salzatomen zu erkennen, durch deren gegenseitige Anziehung die zur Temperaturerhöhung erforderliche mechanische Arbeit erzeugt wird.

Um die Dichtigkeit verschiedener Dämpfe zu bestimmen, kann man entweder das Verfahren von Gay-Lussac oder das von Dumas in Anwendung bringen, auch haben Fairbairn und Tate über die Dichtigkeit des gesättigten und überhitzten Dampfes besondere Versuche angestellt*).


Fig. 452.



Gay-Lussac füllte ein dünnes Glaskügelchen mit Wasser und schmolz den Hals an einer Weingeistflamme zu. Durch genaues Wägen des leeren und des gefüllten Kügelchens ergab sich das Gewicht des Wassers in demselben. Diese Kugel wurde nun in eine, dem Raume nach in gleiche Theile getheilte Glasröhre *AB*, Fig. 452, gebracht, welche mit Quecksilber gefüllt war und in einem ebenfalls mit Quecksilber angefüllten Gefäße *C* stand, das durch eine Flamme erwärmt werden konnte. Die Röhre *AB* wurde noch mit einem Glascylinder *DE* umgeben und der Zwischenraum zwischen beiden mit Wasser gefüllt. Durch hinreichende Erwärmung von unten zersprengte das Wasser seine Hülle und verwandelte sich in Dampf, und nachdem durch Erhaltung einer constanten Temperatur alles Wasser in Dampf übergeführt war, wurde die Temperatur an einem Thermometer *T*, sowie das Volumen und die Spannung des Dampfes an einem eingetheilten Stabe *S* abgelesen.

Auf diesem Wege fand Gay-Lussac, daß 1 Liter Wasserdampf von 100° C. und bei 0,760 m Barometerstand 0,5895 g wog. Nun ist aber nach demselben das Gewicht von 1 Liter atmosphärischer Luft unter denselben Verhältnissen gleich 0,9454 g, daher folgt für diesen Fall das Verhältniß der

---

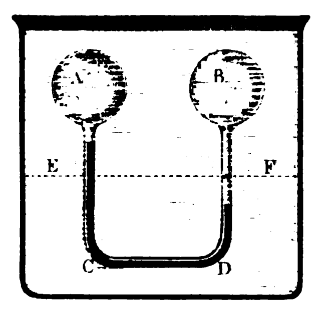
*) Siehe Useful Information for Engineers by William Fairbairn, Sec. Series, London 1860, auch Polytechn. Centralblatt, 1860.

Dichte von Wasserdampf zu derjenigen atmosphärischer Luft von gleicher Temperatur und Spannung zu

$$\frac{5895}{9454} = 0{,}6235 \text{ oder ziemlich genau } {}^5/_8.$$

Der von Fairbairn und Tate in Anwendung gebrachte Apparat bestand im Wesentlichen aus zwei zur Hälfte mit Quecksilber gefüllten communicirenden Röhren *AC*, *BD*, Fig. 453, welche sich oben in die vor dem Versuche luftleer gemachten kugelförmigen Glasgefäße *A* und *B* endigten. Wurden nun ungleiche Wassermengen in diese Gefäße gebracht, so füllten sich dieselben mit gesättigtem Wasserdampf, dessen Dichtigkeit durch Temperaturerhöhung des umhüllenden Oelbades so gesteigert werden konnte, daß sich endlich in dem einen Gefäße das ganze vorhandene Wasser in Dampf verwandelte, welcher bei weiterer Erwärmung in den überhitzten Zustand überging. Der Augenblick, in welchem dies geschieht, wird durch das Steigen des Quecksilbers in dem zugehörigen Röhrenschenkel und durch ein Sinken im andern Schenkel der communicirenden Röhren angezeigt und die Niveaudifferenz in beiden Schenkeln giebt den Ueberdruck des gesättigten Wasserdampfes in dem einen über den überhitzten Dampf in dem andern Schenkel an. Durch ein in das eine Gefäß reichendes Thermometer wurde die Temperatur und durch ein mit dem andern Gefäße communicirendes Manometer die Spannkraft des gesättigten Dampfes bestimmt.

Fig. 453.



Das von Dumas in Anwendung gebrachte Verfahren besteht darin, daß man eine hinreichende Menge der zu untersuchenden Flüssigkeit in einen Glasballon, welcher in eine feine Spitze ausgezogen ist, bringt, diesen so lange in einem Bade von Wasser, Oel, Chlorzink u. s. w. erhitzt, bis das Ausströmen des sich aus der Flüssigkeit bildenden Dampfes durch die Spitze des Ballons aufhört, und folglich die Flüssigkeit vollkommen verdampft ist, und daß man zuletzt die Spitze an der Löthrohrflamme zuschmilzt. Aus dem Gewichte G_1 dieses mit dem zu untersuchenden Dampfe angefüllten Ballons läßt sich die Dichtigkeit des Dampfes leicht berechnen, sobald man den Fassungsraum V des Ballons und das Gewicht G desselben, wenn er mit trockener atmosphärischer Luft angefüllt ist, bestimmt hat. Es ist die gesuchte Dichtigkeit des Dampfes, bei der Pressung und Temperatur im Augenblicke, wo die Spitze zugeschmolzen wird:

$$\gamma_1 = \frac{G_1 - G + V\gamma}{V},$$

wobei γ die Dichtigkeit der atmosphärischen Luft bei der Temperatur und dem Barometerstande bezeichnet, wobei die Abwägung erfolgte.

Die Dichtigkeit einiger Dämpfe im Vergleich zu der der Luft nahe über den Siedepunkten der erstern sind folgende:

Atmosphärische Luft	= 1,000,
Wasserdampf	= 0,6235,
Alkoholdampf	= 1,6138,
Schwefelätherdampf	= 2,5860,
Terpentinöldampf	= 3,0130,
Quecksilberdampf	= 6,976.

Uebrigens verhalten sich die Dichtigkeiten der Dämpfe nahe umgekehrt wie ihre latenten Wärmen.

So ist z. B. nach Brix die latente Wärme vom Wasserdampf gleich 540 und vom Alkoholdampf gleich 214, also das Verhältniß dieser latenten Wärmen zu einander gleich $\frac{540}{214} = 2{,}52$; und nach Gay-Lussac die Dichtigkeit des Alkoholdampfes gleich 1,6138 und die des Wasserdampfes gleich 0,6235, und daher das umgekehrte Verhältniß der Dichtigkeiten:

$$\frac{1{,}6138}{0{,}6235} = 2{,}58.$$

§. 241. **Condensation.** Wenn gesättigtem Dampfe von einer bestimmten Temperatur durch Abkühlung Wärme entzogen wird, so schlägt sich von demselben so viel in flüssiger Form nieder, daß die Spannung nur derjenigen gleichkommt, welche gesättigtem Dampfe von der erniedrigten Temperatur nach der Tabelle in §. 233 zukommt. Von diesem Verhalten macht man bei den Dampfmaschinen mit Condensation Gebrauch, indem man den aus dem Cylinder tretenden Dampf durch kaltes Wasser abkühlt, um seine Spannung, welche der Kolbenbewegung hindernd entgegenwirkt, zu erniedrigen. Da bei einer solchen Condensation der Dampf die in ihm vorhandene latente Wärme an das Kühlwasser abgiebt, so würde sich dessen Temperatur gar bald bis auf diejenige der eintretenden Dämpfe erhöhen, wenn man nicht für steten Ersatz des erwärmten Kühlwassers sorgte. Bei der verhältnißmäßig großen latenten Wärme des Wasserdampfes ist daher immer eine vergleichsweise beträchtliche Menge von Kühlwasser erforderlich, so daß von dessen Vorhandensein die Möglichkeit ab-

hängt, von dem Vortheile der Condensation bei Dampfmaschinen Gebrauch zu machen.

Wenn z. B. der aus einer Dampfmaschine abgehende Dampf in einen Condensator geführt wird, in welchen so viel kaltes Wasser eingespritzt wird, daß die Temperatur des Gemisches auf 40° C. ermäßigt wird, so sind über dem Gemisch gesättigte Dämpfe von dieser Temperatur also nach der Tabelle in §. 233 von der Spannung gleich 54,9 mm = 0,072 Atmosphäre vorhanden und man hat daher den Gegendruck auf die Kolbenfläche auf diesen Betrag reducirt, während bei einer Maschine, deren Dampf in die Atmosphäre frei auspufft, der Gegendruck gleich 1 Atmosphäre ist. Ueber die

Fig. 454.



besondere Einrichtung des Condensators, sowie über die Menge des erforderlichen Einspritzwassers wird bei den Dampfmaschinen das Nähere angegeben werden.

Man kann die Condensation anstatt durch Einspritzung von Kühlwasser auch dadurch herbeiführen, daß man die Wandungen des den Dampf enthaltenden Gefäßes von außen abkühlt. Diese Methode, welche immer befolgt werden muß, sobald eine Vermischung des niedergeschlagenen Dampfes mit dem Kühlwasser nicht statthaft ist, findet ihre Anwendung in der Technik zur Destillation verschiedener Flüssigkeiten, sowie bei den Oberflächencondensatoren der Seedampfer, für welche es von Wichtigkeit ist, das niedergeschlagene Condensationswasser in reinem Zustande zu erhalten, um es immer wieder dem Kessel von Neuem als Speisewasser zuzuführen. Von der Anordnung eines einfachen Destillationsapparates giebt Fig. 454 eine Anschauung. Der in der Blase oder Retorte *B* enthaltenen Flüssigkeit wird durch eine Feuerung Wärme zugeführt, so daß die leichter

flüchtigen Theile der Flüssigkeit verdampfen, während die nicht oder erst bei höherer Temperatur verdampfenden Theile in *B* zurückbleiben. Die sich bildenden Dämpfe werden von dem Helme *A* aufgenommen, um durch das schlangenförmig gewundene Rohr *C* zu treten, welches durch stets sich erneuerndes Kühlwasser auf einer niedrigen Temperatur erhalten wird. In Folge hiervon schlagen sich die Dämpfe in der Kühlschlange *C* nieder und fließen in den Auffangebehälter *D* ab. Auf diese Weise destillirt man auch Brunnen- oder Flußwasser, um es von den darin aufgelösten Salzen, wie z. B. kohlensaurem Kalk, Gyps rc. zu befreien.

Wird die Destillation einer andern Flüssigkeit als Wasser, z. B. des Alkohols, vorgenommen, so ist die Spannung im Innern des Apparates natürlich diejenige, welche den gesättigten Dämpfen dieser Flüssigkeit, also des Alkohols, bei der herrschenden Temperatur zukommt, worüber in den betreffenden Lehrbüchern der Physik und in sonstigen Specialwerken die näheren Angaben zu finden sind.

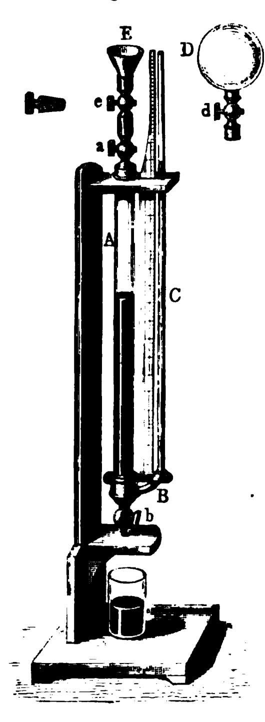
§. 242. **Gas- und Dampfgemenge.** Wenn zwei gasförmige Flüssigkeiten, welche keine chemische Wirkung auf einander ausüben, in einem und demselben Gefäße eingeschlossen werden, so lagern sich dieselben nicht, wie die wasserförmigen Körper, nach ihren specifischen Gewichten über einander, sondern es verbreiten sich beide gleichmäßig über den ganzen Gefäßraum, und es ist hierbei die Expansivkraft des Gasgemenges gleich der Summe der Spannungen, welche jedes einzelne Gas haben würde, wenn es für sich allein den ganzen Raum einnähme.

Außer diesem zuerst von Dalton aufgestellten Gesetze gilt für Dämpfe auch noch folgendes: Wenn in einen mit Gas erfüllten Raum eine Flüssigkeit gebracht wird, so verwandelt sich von derselben so viel in Dampf, als wenn derselbe Raum luftleer wäre.

Man kann sich von der Richtigkeit dieser beiden Gesetze durch folgenden Versuch überzeugen. Die Glasröhre *AB*, Fig. 455, communicirt unten mit einer engern Glasröhre *BC* und ist an beiden Enden mit Hähnen *a* und *b* versehen. Oeffnet man den Hahn *a* und verschließt den Hahn *b*, so kann man den Apparat durch Zugießen von oben mit Quecksilber anfüllen. Ist dies geschehen, so verschließt man *a* und öffnet *b* so lange, bis so viel Quecksilber abgeflossen ist, daß über dem in der Röhre *AB* zurückgebliebenen Quecksilber ein leerer Raum sichtbar wird. Verschließt man nun auch *b*, so kann man an einer zwischen beiden Röhren befindlichen Scala, wie an einem Heberbarometer, den den Druck der äußern Luft messenden Niveauabstand h_1 zwischen beiden Quecksilbersäulen in *AB* und *CB* ablesen. Hierauf schraubt man über dem Hahne *a* einen mit trockener Luft angefüllten und durch einen Hahn *d* verschließbaren Ballon *D* an und öffnet

alle drei Hähne a, b und d, so daß sich die in D eingeschlossene Luft in dem obern Ende der Röhre AB ausbreiten kann. Ist nun auf diese Weise das Quecksilber in AB um eine gewisse Höhe gesunken, so verschließt man b und liest den Niveauabstand h_2 zwischen beiden Quecksilbersäulen in AB und CB von Neuem ab. Die Spannung der in D und A eingeschlossenen Luft ist die Differenz $x = h_1 - h_2$ zwischen dem ersten und dem letzten Niveauabstande.

Fig. 455.



Nachher verschließt man den Hahn a, schraubt statt des Ballons D einen durch einen engen Hahn e verschließbaren Trichter E auf, in welchen man Wasser oder diejenige Flüssigkeit gießt, deren Dämpfe in Untersuchung gezogen werden sollen, und führt nun durch ruckweise Eröffnung des Hahnes e die Flüssigkeit tropfenweise in die Röhre AB. So lange die sich aus dieser Flüssigkeit bildenden Dämpfe das Quecksilber in AB noch tiefer herabdrücken, so lange läßt man auch noch neue Flüssigkeit zutröpfeln; wenn aber dieses Sinken aufhört, so hat sich die Luft vollkommen mit den Dämpfen der eingeführten Flüssigkeit gesättigt. Man gießt nun durch CB so viel Quecksilber zu, bis die Oberfläche des Quecksilbers in AB wieder den vorigen Stand einnimmt, und liest den Niveauabstand h_3 zwischen beiden Quecksilbersäulen zum dritten Male ab. Die Spannung der in A eingeschlossenen und mit gesättigten Dämpfen erfüllten Luft ist wieder die Differenz $y = h_1 - h_3$ zwischen dem ersten und dem letzten Niveauabstande, und folglich auch

$$y = x + (h_2 - h_3),$$

also um $h_2 - h_3$ größer als die Spannung x der trockenen Luft. Da sich endlich ergiebt, daß $h_2 - h_3$ nahe gleich ist der Spannung des gesättigten Dampfes bei der Temperatur während des Versuches, so ist dadurch die angenäherte Richtigkeit des Dalton'schen Gesetzes nachgewiesen.

Feuchte Luft. Die freie Luft enthält gewöhnlich eine kleinere oder größere Menge Wasserdampf, und es bildet die Bestimmung derselben den §. 243.

Gegenstand der Hygrometrie. Ist die Luft mit Wasserdampf gesättigt, so wird die Dichtigkeit γ aus der Temperatur t und Spannung p derselben wie folgt bestimmt. Mittelst der Temperatur t bestimmt sich zunächst aus der Tabelle in §. 233 die Spannung p_1 des Dampfes in der Luft und hieraus durch Subtraction auch die Spannung $p_2 = p - p_1$ der trockenen Luft. Nun ist aber das Gewicht von 1 cbm des Dampfes (s. auch Thl. I):

$$\gamma_1 = {}^5/_8\,\frac{1{,}3\,p_1}{1 + \alpha t},$$

und das von 1 cbm trockener Luft:

$$\gamma_2 = \frac{1{,}3\,p_2}{1 + \alpha t} = \frac{1{,}3\,(p - p_1)}{1 + \alpha t} \text{ Kilogramm,}$$

daher folgt das Gewicht 1 cbm der mit Wasserdampf gesättigten Luft:

$$\gamma = \gamma_1 + \gamma_2 = \frac{1{,}3}{1 + \alpha t}(p - p_1 + {}^5/_8\,p_1) = \frac{1{,}3}{1 + \alpha t}(p - {}^3/_8\,p_1),$$

d. i.:

$$\gamma = \frac{1{,}3\,p}{1 + \alpha t}\left(1 - {}^3/_8\,\frac{p_1}{p}\right) \text{ Kilogramm} \quad . \quad . \quad (122)$$

wobei man die Spannung p in Atmosphären anzugeben hat. Ist, wie gewöhnlich, die Luft nicht mit Wasserdampf gesättigt, so muß man noch den Feuchtigkeitsgrad der Luft in diese Formel einführen. Man versteht unter demselben das Verhältniß ψ zwischen der wirklichen Dampfmenge in der Luft zu derjenigen Dampfmenge, welche dieselbe im Sättigungszustande enthält. Ist folglich γ_1 die Dichtigkeit des gesättigten Dampfes, so läßt sich die Dichtigkeit des ungesättigten Dampfes gleich $\psi \gamma_1$ setzen, und ist ebenso p_1 die Spannung des Dampfes im ersten Zustande, so hat man, wenn man hierfür das Mariotte'sche Gesetz als gültig betrachtet, demselben zufolge die Spannung des Dampfes im ungesättigten Zustande gleich ψp_1. Dies vorausgesetzt, hat man folglich die Dichtigkeit der feuchten Luft bei dem Feuchtigkeitsgrade ψ und der Spannung p:

$$\gamma = \gamma_1 + \gamma_2 = {}^5/_8\,\frac{1{,}3\,\psi p_1}{1 + \alpha t} + \frac{1{,}3\,(p - \psi p_1)}{1 + \alpha t}$$

$$= \frac{1{,}3\,p}{1 + \alpha t}\left(1 - {}^3/_8\,\frac{\psi p_1}{p}\right).$$

Da ${}^3/_8\,\psi\,\frac{p_1}{p}$ meist nur ein kleiner Bruch ist, so kann man auch

$$\gamma = \frac{1,3\,p}{(1 + \alpha t)\left(1 + {}^3/_8\,\psi\,\frac{p_1}{p}\right)} = \frac{1,3\,p}{1 + \alpha t + {}^3/_8\,\psi\,\frac{p_1}{p}}$$

$$= \frac{1,3\,p}{1 + \left(\alpha + {}^3/_8\,\psi\,\frac{p_1}{pt}\right)t} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (123)$$

setzen.

Im Mittel ist der Feuchtigkeitsgrad der freien Luft $\psi = {}^1/_2$; nehmen wir noch die Temperatur derselben $t = 10^0$ an und setzen hiernach $\frac{p_1}{p} = 0,012$, so erhalten wir:

$${}^3/_8\,\psi\,\frac{p_1}{pt} = {}^3/_8 \cdot {}^1/_2 \cdot \frac{0,012}{10} = 0,00023,$$

folglich

$$\alpha + {}^3/_8\,\psi\,\frac{p_1}{pt} = 0,00367 + 0,00023 = 0,0039,$$

wofür wir einfacher 0,004 setzen können, so daß nun die Dichtigkeit der freien Luft im mittlern Feuchtigkeitszustande

$$\gamma = \frac{1,3\,p}{1 + 0,004\,t} \text{ Kilogramm} \quad \ldots \quad (123^a)$$

gesetzt werden kann.

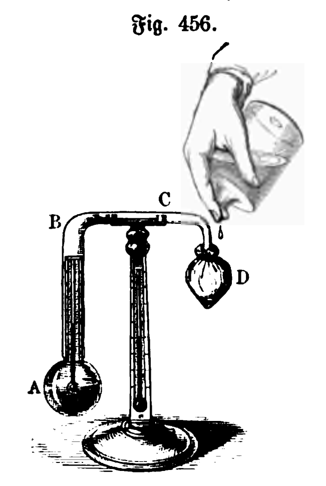
Hygrometer. Um den Feuchtigkeitsgrad der Luft zu messen, hat man verschiedene Hülfsmittel, sogenannte Hygrometer, angewendet. Dieselben sind entweder chemische, oder Absorptions- oder Condensationshygrometer. §. 244.

Läßt man die Luft, deren Feuchtigkeitsgrad bestimmt werden soll, durch ein Rohr strömen, in welchem sich eine Substanz befindet, wozu der Wasserdampf eine große Verwandtschaft hat, wie z. B. Chlorcalcium, so absorbirt dieselbe den in der Luft enthaltenen Wasserdampf, und die Luft tritt völlig getrocknet aus dem Rohre heraus. Wiegt man den absorbirenden Körper vor und nach seiner Verwendung, so giebt die Differenz der gefundenen Gewichte das Gewicht des eingesaugten Wassers an, und dividirt man dasselbe durch das Volumen der durch das Rohr geleiteten Luft, so erhält man dadurch den Wassergehalt pr. Raumeinheit in Gewicht ausgedrückt. Zur Erzeugung des Luftstromes dient ein sogenannter Aspirator, d. i. ein oben verschlossenes Ausflußreservoir. Wenn man das mit Chlorcalciumstücken angefüllte Rohr oben in den vorher mit Wasser angefüllten Aspirator einmünden läßt, so strömt durch das Rohr gerade so viel Luft in den Aspirator als nöthig ist, um den Raum auszufüllen, welchen das abfließende Wasser frei läßt.

Einfacher, jedoch weit weniger genau sind die **Absorptionshygrometer**, welche sich darauf gründen, daß sich gewisse organische Substanzen in der Nässe ausdehnen und im Trocknen zusammenziehen. Es gehört hierher vorzüglich das **Haarhygrometer** von Saussure. Das hierzu verwendete und vom Fett gereinigte Haar ist an einem Ende befestigt, und mit dem andern Ende um eine mit einem Zeiger und einem kleinen Gegengewichte versehene Leitrolle gelegt; es bewegt sich nun die Rolle sammt dem Zeiger nach der einen oder nach der andern Seite, je nachdem sich das Haar ausdehnt oder zusammenzieht, je nachdem also der Feuchtigkeitsgrad der Luft ein größerer oder kleinerer wird.

Mittelst der **Condensationshygrometer** bestimmt man den Feuchtigkeitsgrad der Luft dadurch, daß man in derselben einen Körper allmälig erkältet und nun beobachtet, bei welcher Temperatur desselben sich der Dampf aus der Luft als Thau an diesem Körper niederschlägt. Da mit dem Erscheinen des Thaues der Sättigungszustand des Dampfes eingetreten ist, so kann man nun aus der Temperatur des Körpers aus der Tabelle in §. 233 sowohl die entsprechende Expansivkraft, als auch die Dichtigkeit des Wasserdampfes in der Luft bestimmen, und vergleicht man die letztere mit derjenigen, welche der Temperatur der Luft im Sättigungszustande entspricht, so drückt das sich ergebende Verhältniß den Feuchtigkeitsgrad der Luft aus. Wäre z. B. die Temperatur der Luft $t = 20^0$ und dagegen die des Körpers, bei welcher der Niederschlag von Wasser auf demselben erscheint, $t_1 = 5^0$, so hätte man, da der Temperatur $t = 20^0$ die Expansivkraft $p = 1{,}7391$ cm, und der Temperatur $t = 5^0$ die Expansivkraft $p_1 = 0{,}6534$ cm entspricht, den Feuchtigkeitsgrad der Luft:

Fig. 456.



$$\psi = \frac{6534}{17391} = 0{,}376.$$

Bei dem **Daniell'schen Hygrometer** $ABCD$, Fig. 456, besteht der Körper A, an welchem sich der Dampf aus der Luft niederschlägt, in einer mit glänzendem Gold oder Platin überzogenen Glaskugel A, welche zu zwei Drittel mit Schwefeläther angefüllt ist und die Kugel eines Thermometers enthält, woran die Temperatur im Augenblicke der Thaubildung abzulesen ist. Diese Kugel steht durch eine gebogene Röhre CB mit einer

andern Glaskugel D in Verbindung, und es ist der ganze Apparat luftleer herzustellen. Um nun die erforderliche Erkältung der ersten Kugel hervorzubringen, hat man nur nöthig, auf die zu diesem Zwecke mit einem Musselin- oder Leinwandläppchen umgebene Kugel D Schwefeläther tröpfeln zu lassen. Die Verdampfung dieses Aethers erzeugt dann eine Abkühlung in D, wodurch eine Verminderung der Spannung des Aetherdampfes im ganzen Apparate entsteht und womit nicht allein das Niederschlagen dieses Dampfes in D, sondern auch die Bildung neuer Aetherdämpfe und die Abkühlung des zurückbleibenden Aethers in A verbunden ist.

In der Hauptsache beruht sowohl das Hygrometer von Regnault als auch das Psychrometer von August auf demselben Principe.

Strahlende Wärme. Die Wärme eines Körpers theilt sich anderen Körpern entweder durch Ausstrahlung oder durch Berührung mit, und man nennt die auf die erste Art mitgetheilte Wärme die strahlende Wärme. Der wesentliche Unterschied zwischen beiden Arten der Wärmeausbreitung besteht darin, daß die strahlende Wärme durch den leeren Raum, durch Luft, Wasser und andere Körper hindurch und in einen dritten Körper übergeht, ohne eine Spur in jenen zurückzulassen, während bei der Mittheilung durch Berührung erst der Zwischenkörper erwärmt und von diesem die Wärme auf einen dritten Körper übertragen wird. §. 245.

Die Ausstrahlung der Wärme erfolgt nach demselben Gesetze, wie die Ausstrahlung des Lichtes. Namentlich pflanzt sich die Wärme, wie das Licht, in geraden Linien, welche man Wärmestrahlen nennt, fort. Auch steht die strahlende Wärme im umgekehrten Verhältnisse des Quadrates der Entfernung, dergestalt, daß von einer und derselben Wärmequelle der doppelt, dreifach entfernte Körper u. s. w. nur ein Viertel, ein Neuntel der Wärme u. s. w. erhält, welche derselbe Körper in der einfachen Entfernung empfängt. Ferner wächst auch die Intensität der strahlenden Wärme wie der Sinus des Winkels, welchen der Wärmestrahl mit der die Wärme ausstrahlenden Fläche einschließt.

Der Körper A, Fig. 457 (a. f. S.), wird z. B. durch den Wärme ausstrahlenden Ofen DEF viermal so stark erwärmt als der Körper B, welcher doppelt so weit als A vom Ofen entfernt ist, und der Körper B nimmt wieder doppelt so viel strahlende Wärme auf als der in gleicher Entfernung befindliche Körper C, wenn die mittlere Richtung der zu C gelangenden Wärmestrahlen mit der strahlenden Fläche DE einen Winkel COE von 30^0 einschließt, dessen Sinus gleich $1/2$ ist.

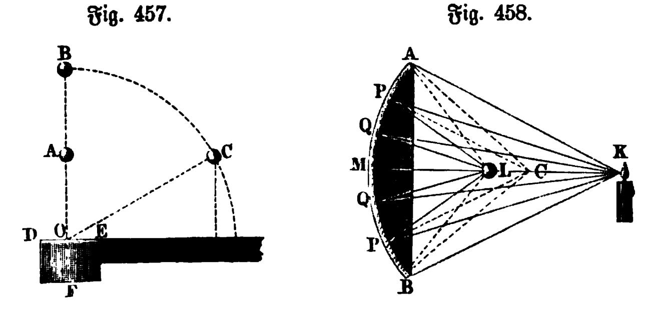
Ebenso werden die Wärmestrahlen genau nach demselben Gesetze reflectirt wie die Lichtstrahlen; es ist auch hier der Reflexionswinkel dem Ein-

fallswinkel gleich. Die auf einen Kugelspiegel *AMB*, Fig. 458, fallenden Wärmestrahlen *KP*, *KQ* u. s. w. werden deshalb von demselben in solchen Richtungen *PL*, *QL* u. s. w. zurückgeworfen, daß der Reflexionswinkel *CPL* gleich dem Einfallswinkel *CPK*, ebenso der Reflexionswinkel *CQL* gleich dem Einfallswinkel *CQK* u. s. w. ist, und es concentriren sich deshalb auch sämmtliche der Mitte *M* des Spiegels nahe einfallenden Wärmestrahlen beinahe in demselben Punkte *L*.

Endlich finden auch in Ansehung der Brechung oder Ablenkung bei den Wärmestrahlen, wenn dieselben aus einem Körper in einen andern übergehen, nahe dieselben Verhältnisse statt, wie bei den Lichtstrahlen.

Das Vermögen der Körper, die Wärme auszustrahlen, hängt von der Temperatur des Körpers und von der Größe und Beschaffenheit seiner

Fig. 457. Fig. 458.



Oberfläche ab. Im Allgemeinen strahlen die Oberflächen sehr dichter Körper weniger Wärme aus als die Oberflächen weniger dichter Körper, vorzüglich haben aber rauhe Oberflächen ein größeres Ausstrahlungsvermögen als glatt polirte Oberflächen. Nach den Versuchen von Melloni ist, wenn man das Wärmeausstrahlungsvermögen einer mit Kienruß überzogenen Fläche durch 100 ausdrückt, das einer Bleiweißoberfläche ebenfalls 100, das einer mit schwarzer Tusche überstrichenen Oberfläche aber gleich 85, das einer Gummilackoberfläche gleich 72 und das einer Metallfläche nur 12; übrigens hängt aber auch dieses Vermögen noch etwas von der Dicke der Schicht ab, welche die Oberfläche des Körpers bildet.

Das Wärmeabsorptionsvermögen der Körper oder das Vermögen der Körper, strahlende Wärme in sich aufzunehmen, ist bei verschiedenen Körpern verschieden und verhält sich genau so wie das Ausstrahlungsvermögen; geschwärzte und rauhe Körper nehmen daher auch die Wärme leichter in sich auf als Körper mit glatten oder polirten Oberflächen.

Das Vermögen der Körper, die Wärmestrahlen zurückzuwerfen, oder das sogenannte Reflexionsvermögen, ist das Complement des Ausstrahlungs- oder Absorptionsvermögens; je mehr ein Körper Wärmestrahlen in sich auf-

nimmt, desto weniger wird er natürlich zurückwerfen; aus diesem Grunde werfen die mit Ruß überzogenen Flächen fast gar keine Wärme zurück; während polirte Metallflächen die meiste Wärme reflectiren. Uebrigens werden nicht alle Wärmestrahlen regelmäßig nach dem oben angeführten Gesetze, sondern es wird auch ein Theil unregelmäßig nach allen Seiten hin zurückgeworfen, oder, wie man sagt, es findet in der Nähe der Oberfläche der meisten Körper auch eine Diffusion der Wärmestrahlen statt. Setzt man, nach Leslie, das Reflexionsvermögen des polirten Messings gleich 100, so ist dasselbe für Silber gleich 90, für Stahl gleich 70, für Glas gleich 10, für eine mit Ruß überzogene Fläche aber gleich 0.

Sehr verschieden ist endlich noch das Dimissions- oder Durchstrahlungsvermögen verschiedener Körper. Manche Körper halten die Wärmestrahlen auf und lassen gar keine durch, andere hingegen lassen die Wärmestrahlen durch wie die durchsichtigen Körper die Lichtstrahlen; jene nennt man athermane, diese diathermane Körper. Die Luft ist ein diathermaner Körper, nächstdem ist das Steinsalz ein sehr diathermaner Körper; übrigens sind nicht nur die durchsichtigen, sondern auch manche undurchsichtige Körper, wie z. B. schwarzes Glas, Glimmer u. s. w., diatherman. Auch hängt die Stärke der Durchstrahlung noch von der Art der Wärmequelle ab, und es scheint nur das Steinsalz eine Ausnahme hiervon zu machen. Endlich lassen natürlich dünnere Mittel (Platten) mehr Wärmestrahlen durch als dicke, welche um so mehr Wärme verschlucken, je dicker sie sind.

Anmerkung. Um sich genauer über die letzteren Wärmeverhältnisse, namentlich aber über die Untersuchungen Melloni's zu unterrichten, muß man in den Werken über Physik, z. B. in den Lehrbüchern von Müller, Mousson, Wüllner u. s. w. nachlesen. S. auch „die Wärmemeßkunst“ von C. Schinz. Ueber die Forschungen von Provostaye und Desains wird in den Annal. de chim. et de phys. T. XXX, 1850, gehandelt.

Wärmeleitung. Die Ausbreitung der Wärme in einem und demselben Körper, sowie die Mittheilung der Wärme durch Berührung, bezeichnet man mit dem Namen der Wärmeleitung. Die Leichtigkeit oder Schnelligkeit dieser Mittheilungsart der Wärme ist bei verschiedenen Körpern sehr verschieden; manche Körper haben ein großes Wärmeleitungsvermögen und andere ein kleines; in jenen verbreitet sich die Wärme sehr schnell, in diesen aber sehr langsam; man nennt daher auch jene gute Wärmeleiter, diese aber schlechte Wärmeleiter. Gute Wärmeleiter sind die Metalle, jedoch manche mehr, manche weniger; schlechte Wärmeleiter hingegen sind das Holz, Stroh, Bettfedern, Seide, Wolle, Haare, Kohle, Asche u. s. w., überhaupt aber die lockeren Körper. Durch Zertheilung, Pulverisiren u. s. w. §. 246.

werden gute Wärmeleiter in schlechte und letztere in noch schlechtere umgeändert.

Nach Despretz's Beobachtungen an Stäben, welche an einem Ende erhitzt wurden, ist, wenn die durch die Differenz der Temperaturen an den beiden Enden der Stäbe gemessene Leitungsfähigkeit des Goldes gleich 1000 angenommen wird, die von Platin gleich 981, von Silber gleich 973, von Kupfer gleich 898, von Eisen gleich 374, von Zink gleich 363, von Zinn gleich 303 und von Blei gleich 180. Die Leitungsfähigkeit von Marmor setzt man gewöhnlich gleich 23 und die von gebrannten Steinen nur 12, wiewohl mit weniger Sicherheit.

Hiervon weichen die von Wiedemann und Franz gefundenen Resultate bedeutend ab (s. Poggendorff's Annalen der Physik, Bd. 89).

Ist hiernach die Leitungsfähigkeit des Silbers gleich 100, so hat man sie

für Kupfer	73,6	für Stahl	11,6
„ Gold	53,2	„ Blei	8,5
„ Zink	19,0	„ Platin	8,4
„ Zinn	14,5	„ Metall von Rose	2,8
„ Eisen	11,9	„ Wismuth	1,8

Die Flüssigkeiten sind zwar schlechte Wärmeleiter, sie nehmen aber die Wärme schnell auf, weil sie durch die hierbei eintretende ungleichmäßige Ausdehnung in Bewegung gerathen und dabei die weniger warmen Theile der Erwärmungsquelle näher geführt werden. Um sich von dem schlechten Wärmeleitungsvermögen der Flüssigkeiten zu überzeugen, entzündet man eine auf die Flüssigkeit gegossene dünne Schicht Schwefeläther und beobachtet den Stand eines wenig unter dieser Schicht in die Flüssigkeit eingehaltenen Thermometers. Nach Despretz, der eine Wassersäule durch wiederholtes Zutreten von heißem Wasser gleichmäßig zu erwärmen suchte, ist das Leitungsvermögen des Wassers nur 9 bis 10, wenn das von Gold gleich 1000 gesetzt wird.

Die Luft und die Gase überhaupt sind jedenfalls schlechte Wärmeleiter, doch läßt sich das Leitungsvermögen derselben durch Thermometer wegen ihrer Strömungen und wegen ihrer größern Wärmestrahlung nicht mit Sicherheit beobachten. Das schlechte Wärmeleitungsvermögen derselben macht sich aber dadurch bemerkbar, daß Körper, welche von allen Seiten mit Luftschichten umgeben sind, sehr langsam erwärmt oder abgekühlt werden.

§. 247. **Abkühlung.** Sehr verschieden ist endlich die Geschwindigkeit, mit welcher heiße Körper ihre Wärme absetzen oder sich abkühlen. Ist ein heißer Körper von einem festen Körper umgeben, so erfolgt die Abkühlung desselben vorzüglich nur durch das Leitungsvermögen des letztern, ist aber die

Umgebung des heißen Körpers eine tropfbare Flüssigkeit, so erfolgt das Abkühlen theils durch Wärmeleitung, theils und vorzüglich durch die innere Bewegung der Flüssigkeit; ist ferner der heiße Körper von einer elastischen Flüssigkeit umgeben, so hängt die Schnelligkeit zugleich auch noch von der Wärmestrahlung ab, und befindet er sich endlich im luftleeren Raume, so ist es nur die Ausstrahlung, welche dem Körper die Wärme entzieht. Im Allgemeinen läßt sich behaupten, daß die Abkühlung von der Temperaturdifferenz und von der Art und Größe der Oberfläche des wärmegebenden Körpers abhängt; es läßt sich annehmen, daß der Wärmeverlust der Oberfläche und, bei mäßigem Temperaturüberschusse, auch diesem proportional sei. Durch die späteren Untersuchungen von Dulong und Petit ist jedoch gezeigt worden, daß das erstere, zuerst von Newton aufgestellte Gesetz allgemein und zumal bei größeren Temperaturdifferenzen nicht gültig ist. Die Gesetze der Abkühlung sind sehr verwickelt; Dulong und Petit haben dieselben für heiße Körper im luftleeren und lufterfüllten Raume zu ermitteln gesucht, indem sie vorher erhitzte große Quecksilberthermometer in einen Kupferballon einhingen, der von außen mit Wasser von einer bestimmten Temperatur umgeben war und nun das Sinken dieser Thermometer beobachteten. Folgende Tabelle enthält die Hauptergebnisse dieser Beobachtungen.

Temperaturüberschuß	Bloße Thermometerkugel			Ueberfilberte Thermometerkugel		Mit Ruß überzogene Thermometerkugel	
	Vollständige Abkühlung	Abkühlung durch Strahlung	Abkühlung durch Berührung	Vollständige Abkühlung	Abkühlung durch Strahlung	Vollständige Abkühlung	Abkühlung durch Strahlung
260°	24,42°	16,32°	8,10°	10,96°	2,86°	32,02°	23,92°
240	21,12	13,71	7,41	9,82	2,41	27,48	20,07
220	17,92	11,31	6,61	8,59	1,98	23,10	16,49
200	15,30	9,38	5,92	7,57	1,65	19,66	13,74
180	13,04	7,85	5,19	6,57	1,38	16,28	11,09
160	10,70	6,20	4,50	5,59	1,09	13,57	9,07
140	8,75	5,02	3,73	4,61	0,88	11,06	7,33
120	6,82	3,71	3,11	3,80	0,69	8,85	5,74
100	5,56	3,03	2,53	3,06	0,53	6,94	4,41
80	4,15	2,22	1,93	2,32	0,39	5,17	3,24
60	2,86	1,53	1,33	1,60	0,27	3,67	2,24
40	1,74	0,95	0,79	0,96	0,17	2,20	1,41
20	0,77	0,43	0,34	0,42	0,08	1,00	0,66
10	0,37	0,22	0,15	0,19	0,04	0,48	0,33

Man ersieht aus dieser Tabelle, welche die in Thermometergraden ausgedrückten Abkühlungen pr. Minute angiebt, daß die Beobachtungen dem oben ausgesprochenen Gesetze von Newton nicht entsprechen, denn die zweite Columne der Tabelle giebt uns für die Differenzen:

40, 80, 120, 160, 200, 240°

zwischen der Temperatur des der Abkühlung ausgesetzten Thermometers, und der der äußern Wasserhülle, die Abkühlung pr. Minute:

1,74, 4,15, 6,82, 10,70, 15,30, 21,12°,

müßte aber nach Newton geben:

1,74, 3,48, 5,22, 6,96, 8,70, 10,44°.

Nur bei kleinen Temperaturüberschüssen von höchstens 40° läßt sich annähernd setzen, daß die Abkühlungsgeschwindigkeit dem Temperaturüberschusse proportional sei.

Die Vergleichung der Zahlenwerthe in den verschiedenen Verticalcolumnen der Tabelle a. v. S. unter einander führt deutlich vor Augen, daß bei einer glänzenden Metallfläche die Abkühlung durch Strahlung klein ist gegen die Abkühlung durch Berührung, daß dagegen bei der mit Ruß überzogenen Fläche die Abkühlung durch Strahlung den größten Theil von der ganzen Abkühlung ausmacht. Die in der vierten Columne der Tabelle aufgeführten Werthe der Abkühlung durch Berührung sind durch Subtraction der in der zweiten und dritten Columne, entweder bei lufterfülltem oder bei luftleerem Ballon beobachteten Werthe gefunden worden und gelten natürlich für alle Arten von Oberflächen. Uebrigens hängt die Abkühlungsgeschwindigkeit noch von der Größe der Oberfläche des der Abkühlung ausgesetzten Körpers ab. Die Abkühlung eines Körpers ist sehr gut mit dem Ausflusse des Wassers aus einem Gefäße zu vergleichen; was hier die Druckhöhe ist, ist dort die Temperaturdifferenz, und die Stelle der Ausflußöffnung vertritt dort die Abkühlungsfläche. Sowie man Ausfluß unter constantem und Ausfluß unter abnehmendem Drucke unterscheidet, ebenso hat man Abkühlung bei constanter und Abkühlung bei abnehmender Temperatur zu unterscheiden. Sowie beim Leeren eines prismatischen Ausflußgefäßes die Ausflußzeit dem Volumen direct und der Ausmündung umgekehrt proportional wächst, ebenso verhält sich die Abkühlungszeit direct wie die sich abkühlende Masse und umgekehrt wie ihre Oberfläche. Hiermit stimmen auch die Beobachtungen von Dulong und Petit überein, welchen zufolge die Abkühlungszeiten den Durchmessern der Thermometerkugeln proportional sind.

Nach den Untersuchungen von Dulong und Petit ist die Geschwindigkeit der Abkühlung durch Ausstrahlung oder im luftleeren Raume, d. i. die Temperaturverminderung in Graden Celsius während einer Zeiteinheit, bestimmbar durch die Formel

$$v_1 = \mu_1 a^t (a^d - 1) \;.\;.\;.\;.\;.\;.\;. \quad (124)$$

in welcher μ_1 und a constante Erfahrungszahlen, t die Temperatur der Umgebung und d den Temperaturüberschuß ausdrücken. Die Constante a hängt nur von der Eintheilung des Thermometers ab; sie ist für die Centesimaleintheilung = 1,0077 und für die Réaumur'sche Eintheilung $(1{,}0077)^{5/4}$ = 10096, μ_1 aber hängt von dem Ausstrahlungsvermögen und von der Größe der Abkühlungsfläche ab. Das von $\mu a^t . a^d = \mu a^{t+d}$ abzuziehende Glied μa^t mißt die rückstrahlende Wärme, herrührend von der Oberfläche des allerdings geschwärzten Kupferballons, und würde ganz wegfallen, wenn die Abkühlung in einem unbegrenzten Raume stattfände. Für die der Berührung der Luft entsprechende Abkühlungsgeschwindigkeit ist hingegen

$$v_2 = n p^c d^{1{,}233} = \mu_2 d^{1{,}233} \;.\;.\;.\;.\;.\;. \quad (125)$$

zu setzen, und es bezeichnet in $\mu_2 = np^c$, n eine von der Größe der Abkühlungsfläche und von der Natur des Abkühlungsmittels, c eine nur von letzterm abhängige Constante (für Luft c = 0,45), p aber die Spannkraft dieses Mittels und d, wie vorher, den Temperaturüberschuß. Hiernach ist also für die vollständige Abkühlungsgeschwindigkeit zu setzen:

$$v = v_1 + v_2 = \mu_1 a^t (a^d - 1) + \mu_2 d^{1{,}233} \;.\;.\;. \quad (126)$$

Die Potenzen $a^d = (1{,}0077)^d$ und $d^{0{,}233}$ lassen sich für die gewöhnlichen Fälle mittelst der folgenden Tabelle bestimmen.

Temperatur-überschuß d Grad	Potenz $1{,}0077^d$	Potenz $d^{0{,}233}$	Temperatur-überschuß d Grad	Potenz $1{,}0077^d$	Potenz $d^{0{,}233}$
10	1,080	1,710	110	2,325	2,990
20	1,165	2,010	120	2,510	3,051
30	1,259	2,209	130	2,711	3,108
40	1,359	2,362	140	2,927	3,163
50	1,467	2,488	150	3,160	3,214
60	1,584	2,596	160	3,412	3,263
70	1,711	2,691	170	3,684	3,309
80	1,847	2,776	180	3,978	3,353
90	1,994	2,853	190	4,295	3,396
100	2,153	2,924	200	4,637	3,437

Wärmeverlust durch Abkühlung. Nach dem in den §§. 245 bis 247 Gesagten verbreitet sich die Wärme von warmen Körpern entweder §. 248.

durch Strahlung oder durch Leitung, und es wurden daselbst auch Angaben gemacht über die Abkühlungsgeschwindigkeit von Thermometerkugeln, d. h. über die Größe der Temperaturermäßigung derselben in der Zeiteinheit, wie sie aus den Versuchen von Dulong und Petit sich ergeben haben. Von großer praktischer Wichtigkeit ist es nun, auch die Wärmemengen zu beurtheilen, welche von warmen Körpern an ihre Umgebung abgegeben werden, da hiervon nicht allein die Wärmeverluste abhängen, sondern diese Frage überhaupt von Bedeutung ist für die Beurtheilung der Transmission der Wärme bei Erhitzungsapparaten und Dampfkesseln. Die vorzüglichsten Arbeiten in dieser Beziehung rühren von Péclet*) her.

Nach denselben setzt sich die von einer gewissen Oberfläche F, welche einer constanten Temperatur ausgesetzt ist, ausgehende Wärmemenge W aus zwei Theilen zusammen, von der eine S der Wärmestrahlung, der andere B der Leitung der Wärme an die berührenden Theilchen der umgebenden Atmosphäre zuzuschreiben ist, so daß man zu setzen hat

$$W = S + B \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (127)$$

Für diese beiden Wärmemengen, welche der Kürze wegen als Wärmestrahlung und Wärmeleitung bezeichnet werden mögen, giebt Péclet auf Grund seiner ausgedehnten Versuche empirische Formeln, welche der Hauptsache nach hier angeführt werden sollen.

Hiernach ist die durch Strahlung von der Oberfläche eines Körpers ausgehende Wärme proportional mit der Größe dieser Fläche, dagegen unabhängig von der Form dieses Körpers. Ebenso hängt diese Wärme von der Natur des Körpers, d. h. von der Art seiner Oberfläche und von dem Ueberschusse seiner Temperatur über diejenige der Umgebung, sowie auch von der Temperatur der letztern selbst ab. Wenn diese letztere Temperatur t^0 C. und der erwähnte Ueberschuß d^0 C. beträgt, so erhält man die in einer Stunde ausstrahlende Wärmemenge in Wärmeeinheiten für jeden Quadratmeter Oberfläche durch

$$S = 124,72\, K a^t \,(a^d - 1) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (128)$$

worin a die constante Zahl 1,0077 und K einen von der Art des ausstrahlenden Körpers abhängigen Coefficienten bedeutet. Die folgende Tabelle enthält eine Zusammenstellung der von Péclet für verschiedene Körper angegebenen Werthe von K:

*) Siehe Péclet, Traité de la chaleur.

Kupfer	0,16	Kohlenpulver	3,42
Polirtes Messing . .	0,258	Feiner Sand	3,62
Zink	0,24	Oelfarbenanstrich . . .	3,71
Zinn	0,215	Papier	3,77
Schwarzblech, polirt . .	0,45	Kienruß	4,01
Verbleietes Blech . . .	0,65	Bausteine	3,60
Gewöhnliches Blech . .	2,77	Gyps	3,60
Verrostetes Blech . .	3,36	Holz	3,60
Roheisen, neu . . .	3,17	Wollenstoff	3,68
" verrostet . .	3,36	Kattun	3,65
Glas	2,91	Seidenstoff	3,71
Gepulverte Kreide . .	3,32	Wasser	5,31
Sägespäne	3,53	Oel	7,24

Die durch Leitung, d. h. durch die Berührung des Körpers mit der Luft von einem Körper ausgehende Wärmemenge B ist ebenfalls der Oberfläche proportional und von der Differenz d zwischen der Temperatur des Körpers und der umgebenden Luft abhängig, wogegen diese letztere Temperatur ohne Einfluß auf die austretende Wärmemenge ist. Ebenso ist diese letztere unabhängig von der Art des Körpers, dagegen aber abhängig von der Form desselben. Für gleich geformte Körper aus den verschiedensten Materialien ist also die Wärmeleitung pr. Quadratmeter gleich groß, sobald die Temperaturdifferenz d denselben Betrag hat.

Die durch Berührung mit der Luft von dem Körper pr. Stunde abgegebene Wärmemenge ist für jeden Quadratmeter Oberfläche nach Péclet ausgedrückt durch

$$B = 0{,}552\, C d^{1{,}233} \text{ W.-E.} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (129)$$

Hierin hängt der Werth C nach dem oben Bemerkten nur von der Form, nicht von dem Materiale des sich abkühlenden Körpers ab, und zwar ist für kugelförmige Körper vom Halbmesser gleich r Meter:

$$C = 1{,}778 + \frac{0{,}13}{r} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (130)$$

für horizontale Kreiscylinder vom Halbmesser r:

$$C = 2{,}058 + \frac{0{,}0382}{r} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (131)$$

Bei verticalen Cylindern hängt der Werth von C sowohl von dem Halbmesser r als auch von der Höhe h ab und ist ausgedrückt durch die Formel:

$$C = \left(0{,}726 + \frac{0{,}0345}{\sqrt{r}}\right)\left(2{,}43 + \frac{0{,}8758}{\sqrt{h}}\right) \quad . \; . \; . \quad (132)$$

endlich gilt für verticale ebene Flächen von der Höhe h:

$$C = 1,764 + \frac{0,636}{\sqrt{h}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (133)$$

Beispiel. Es möge eine gußeiserne, mit Oelfarbe angestrichene Dampfleitungsröhre von 0,2 m Durchmesser, welche aus einem Dampfkessel Dampf von 5 Atmosphären Spannung, also einer Temperatur gleich 152° abführt, in verticaler Richtung 5 m und horizontal 10 m weit geführt werden. Wie groß wird der stündliche Wärmeverlust dieser Röhre sein, wenn die Temperatur der Räume, durch welche sie geführt ist, 20° C. beträgt.

Man hat hier $t = 20^0$, und wenn man die Temperatur des Eisens gleich der des Dampfes annimmt, $d = 152 - 20 = 132^0$. Es ist für Oelfarbenanstrich nach der obigen Tabelle $K = 3,71$, folglich berechnet sich der stündliche Verlust durch Strahlung für 1 qm zu:

$$S = 124,72 \,.\, 3,71 \; 1,0077^{20} \, (1,0077^{132} - 1) = 945,3 \text{ W.-E.},$$

folglich für die ganze Oberfläche von

$$(5 + 10)\; 0,2 \,.\, 3,1416 = 9,42 \text{ qm}$$

zu

$$9,42 \,.\, 945,2 = 8904 \text{ W.-E.}$$

Ferner erleidet das verticale Rohrstück durch Berührung der Luft pr. Quadratmeter einen Verlust von

$$B = 0,552\, C \,.\, 132^{1,233} = 0,552 \left(0,726 + \frac{0,0345}{\sqrt{0,1}}\right)\left(2,43 + \frac{0,8758}{\sqrt{5}}\right) 132^{1,233}$$

$$= 0,552 \,.\, 0,835 \,.\, 2,82 \,.\, 411,8 = 535 \text{ W.-E.},$$

also ist der Verlust des 5 m hohen Rohrstückes

$$5 \,.\, 0,2 \,.\, 3,1416 \,.\, 535,2 = 1681 \text{ W.-E.}$$

Endlich folgt der Verlust durch Berührung der Luft mit dem horizontalen Rohre für jeden Quadratmeter zu

$$0,552\, C \,.\, 132^{1,233} = 0,552 \left(2,058 + \frac{0,0382}{0,1}\right) 132^{1,233} = 554,6 \text{ W.-E.},$$

daher für die Länge von 10 m

$$10 \,.\, 0,2 \,.\, 3,1415 \,.\, 554,6 = 3485 \text{ W.-E.}$$

Der ganze Wärmeverlust des Rohres berechnet sich demgemäß in der Stunde zu

$$8904 + 1681 + 3485 = 14070 \text{ W.-E.},$$

entsprechend etwa 2 kg Kohlen (s. weiter unten).

Dieser Wärmeverlust ist, wie angegeben, unter der Annahme ermittelt, daß die äußere Oberfläche der Röhre die gleiche Temperatur mit dem Dampfe habe. Da die Temperatur der äußern Oberfläche aber geringer ist, so fällt auch der Wärmeverlust kleiner aus, worüber der folgende Paragraph nachzusehen ist.

Péclet zieht den Fall in Betracht, daß ein mit warmem Wasser gefülltes Gefäß von der Oberfläche F in geringem Abstande von einem Mantel umgeben ist, welcher überall geschlossen der Luft eine Circulation nicht gestattet. Es sei die Oberfläche dieses Mantels F_1 und für ihn sei d_1 der Ueberschuß seiner Temperatur über die der Umgebung. Nimmt man hier an, daß der Wärmeverlust der Temperaturdifferenz proportional ist und bezeichnet man mit w den durch

Strahlung und Berührung für 1 qm und 1° C. Temperaturdifferenz stattfindenden Wärmeverlust, so hat man den Verlust der Oberfläche des Gefäßes, dessen Temperatur um d höher als die der Umgebung, also um $d - d_1$ höher als die des Mantels ist, gleich $Fw\,(d - d_1)$, und ebenso folgt der Wärmeverlust des Mantels zu $F_1 w d_1$. Da beide Werthe gleich sein müssen, indem der Mantel offenbar nur so viel Wärme aussenden kann als das Gefäß abgiebt, so erhält man:

$$F\,(d - d_1) = F_1 d_1 \quad \text{oder} \quad d_1 = d\,\frac{F}{F + F_1},$$

und hiernach wird der Wärmeverlust:

$$W = w F_1 d_1 = w\,\frac{F F_1}{F + F_1}\,d \quad \ldots\ldots \quad (134)$$

Wenn die beiden Oberflächen gleich groß wären, so hätte man den Wärmeverlust nur gleich

$$W = V\,\frac{F}{2}\,d,$$

also nur halb so groß, wie ohne Mantel. In gleicher Weise findet man für zwei Mäntel von den Oberflächen F_1 und F_2 den Wärmeverlust zu

$$W = w\,\frac{F F_1 F_2}{F F_1 + F F_2 + F_1 F_2}\,d \quad \ldots\ldots \quad (135)$$

und für den Fall, daß die Oberflächen als gleich angenommen werden können, wird

$$W = V\,\frac{F}{3}\,d$$

u. s. w.

Hierbei ist aber vorausgesetzt, daß die Mäntel überall vollkommen abgeschlossen sind, weil sonst eine Circulation der Luft eintritt, welche eine schnellere Abkühlung der betreffenden Fläche in Folge der Berührung mit stets neuen Lufttheilchen zur Folge hat, indem dieser Einfluß in der Regel die durch den Mantel verringerte Strahlung überwiegt.

Durchgang der Wärme durch feste Körper. Die im vorhergehenden Paragraphen gemachten Angaben beziehen sich auf den Verlust an Wärme, welchen eine Oberfläche von 1 qm erleidet, wenn diese Fläche eine um d^0 C. höhere Temperatur hat als die umgebende Luft. Diese Temperaturdifferenz hängt nun aber wesentlich von der Beschaffenheit desjenigen Körpers ab, welchem die ausstrahlende Oberfläche angehört. Da nämlich dieser Körper im Allgemeinen die Umhüllung eines Raumes darstellt, in welchem eine andere Temperatur vorherrscht als außerhalb, wie dies z. B. bei einem Dampfkessel oder Dampfcylinder, sowie bei der oben betrachteten Dampfleitungsröhre der Fall ist, so wird der besagte Temperaturüberschuß d vornehmlich von der mehr oder minder guten Leitungsfähigkeit des Materials, sowie von der Dicke abhängig sein, durch welche die Wärme zu passiren hat, um von der innern Fläche des umhüllenden Körpers nach der äußern zu gelangen. Denkt man sich irgend einen durch eine feste Hülle §. 249.

abgeschlossenen Raum, z. B. einen Dampfcylinder, in welchem der vorhandene Dampf eine Temperatur t_1 haben möge, während die Temperatur der äußern Umgebung nur den kleinern Werth t_2 hat, so wird von dem Dampfe eine gewisse Wärmemenge in die Innenfläche des Mantels eingehen, das Material des Mantels durchziehen und an der äußern Oberfläche durch Strahlung und Berührung in die Luft sich zerstreuen. Selbstverständlich muß in jedem Augenblicke die pr. Zeiteinheit innen eintretende Wärmemenge genau gleich der in derselben Zeit außen abgegebenen Wärmemenge sein, und derselbe Betrag muß auch in der Zeiteinheit das Material der Hülle durchströmen.

Für die Wärmemenge, welche einen plattenförmigen Körper von der Grundfläche gleich 1 qm und der Dicke gleich δ Meter in einer Stunde quer durchströmt, giebt nun Péclet den Ausdruck

$$W = D \frac{t_1' - t_2'}{\delta} = \frac{t_1' - t_2'}{\frac{\delta}{D}} \text{ W.-E.} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (136)$$

worin t_1' und t_2' die verschiedenen Temperaturen der beiden Flächen bedeuten und D einen von dem Material des Körpers abhängigen Wärmeleitungscoefficienten bezeichnet, nämlich diejenige Wärmemenge, welche durch 1 qm Grundfläche eines 1 m dicken Körpers bei einer Temperaturdifferenz $t_1' - t_2' = 1^0$ C. stündlich durchströmt. Wenn der Körper aus zwei verschiedenen über einander gelegten Platten von den Dicken δ_1 und δ_2 und den Wärmeleitungscoefficienten D_1 und D_2 besteht, so findet man die durchgehende Wärme in ähnlicher Art zu

$$W = \frac{t_1' - t_2'}{\frac{\delta_1}{D_1} + \frac{\delta_2}{D_2}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (137)$$

Für verschiedene in der Praxis häufiger vorkommende Körper sind die Werthe D für die durchgehende Wärme in der folgenden, dem Péclet'schen Werke entnommenen Zusammenstellung enthalten.

Tabelle der Wärmemengen D, welche stündlich durch 1 qm Fläche eines 1 m dicken Körpers bei 1° C. Temperaturdifferenz gehen.

Silber	74	Blei	14
Kupfer	69	Marmor	2,78 — 3,48
Eisen	28	Kalkstein . . .	1,70 — 2,08
Zink	28	Gyps	0,33 — 0,52
Zinn	22	Gebrannter Thon .	0,51 — 0,69

Fichtenholz, senkrecht zu den Fasern	0,093	Quarzsand	0,27
Fichtenholz, parallel zu den Fasern	0,170	Ziegelmehl	0,140 — 0,165
Eichenholz, senkrecht zu den Fasern	0,211	Schlämmkreide	0,086
Kork	0,143	Holzasche	0,06
Kautschuk	0,170	Sägespäne	0,065
Glas	0,75 — 0,88	Holzkohlenpulver	0,079
		Baumwolle	0,040
		Streichwolle	0,044
		Leinwand	0,043
		Graues Druckpapier	0,034

Was die Temperatur t_1' und t_2' der beiden Oberflächen des wärmeleitenden Körpers anbetrifft, so können dieselben natürlich nicht übereinstimmen mit den Temperaturen t_1 im Innern und t_2 außerhalb des umschlossenen Raumes, vielmehr muß t_1' kleiner als t_1 und t_2' größer als t_2 sein, weil nur vermöge der Temperaturdifferenzen $t_1 - t_1'$ im Innern und $t_2' - t_2$ außen ein Wärmeübergang möglich ist. Bestimmt man für das betreffende Material nach dem vorigen Paragraphen den Werth $W = S + B$ für den Austritt der Wärme, so kann man die Temperaturen t_1' und t_2' der inneren und äußeren Oberflächen durch Gleichsetzung der eintretenden, durchgehenden und austretenden Wärmemengen finden. Die Anwendung der genauern Dulong'schen Formel (126) würde hier zu großen Weitläufigkeiten führen, nimmt man jedoch für geringere Temperaturdifferenzen die Newton'sche Regel als gültig an, wonach die ein- oder austretende Wärmemenge proportional der Temperaturdifferenz zu setzen ist, so erhält man in dieser Weise für die besagte Wärmemenge die drei Gleichungen:

$$M = W(t_1 - t_1'),$$

$$M = D\frac{t_1' - t_2'}{\delta},$$

$$M = W(t_2' - t_2).$$

Aus der ersten und zweiten Gleichung folgt:

$$t_2' = t_1' - W\frac{\delta}{D}(t_1 - t_1')$$

und mit diesem Werthe geben dann die erste und dritte Gleichung:

$$t_1 - t_1' = t_1' - W\frac{\delta}{D}(t_1 - t_1') - t_2,$$

woraus man

$$t_1' = \frac{t_1 + t_2 + W\frac{\delta}{D}t_1}{2 + W\frac{\delta}{D}} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (138)$$

und in gleicher Art

$$t'_2 = \frac{t_1 + t_2 + W\frac{\delta}{D}t_2}{2 + W\frac{\delta}{D}} \quad \ldots \ldots \quad (138^a)$$

erhält. Hiermit folgt endlich die austretende Wärme

$$M = W\frac{t_1 - t_2}{2 + W\frac{\delta}{D}} \quad \ldots \ldots \quad (139)$$

Für den Fall, daß die Leitungsfähigkeit D des Materials groß und die Dicke δ klein ist, wie dies z. B. für metallene Röhren gilt, ist der Werth $W\frac{\delta}{D}$ nur klein gegen 2, und man kann annähernd

$$M = W\frac{t_1 - t_2}{2} \quad \ldots \ldots \quad (139^a)$$

setzen, also halb so groß wie den Verlust, welchem die äußere Fläche ausgesetzt sein würde, wenn dieselbe eine Temperatur gleich t_1 hätte.

Wenn dagegen für einen schlechten Wärmeleiter D sehr klein und die Dicke δ groß wäre, so würde im Nenner der obigen Formel (139) der Werth $W\frac{\delta}{D}$ gegen 2 vorherrschen, und man hätte dann die austretende Wärmemenge zu

$$M = W\frac{t_1 - t_2}{W\frac{\delta}{D}} = D\frac{t_1 - t_2}{\delta} \quad \ldots \ldots \quad (139^b)$$

also unabhängig von der Oberfläche und umgekehrt proportional mit der Dicke δ der Hülle.

Faßt man den für die Praxis besonders wichtigen Fall ins Auge, daß ein metallenes cylindrisches Gefäß, etwa eine Röhre oder ein Dampfcylinder im Innern einen Körper von der höhern Temperatur t_1, etwa Wasserdampf enthält, und daß die metallische Hülle zur Verminderung des Wärmeverlustes äußerlich mit schlechten Wärmeleitern umkleidet ist, so kann man eine näherungsweise Ermittelung des noch übrig bleibenden Wärmeverlustes in der folgenden Art vornehmen.

Es seien r_1 der innere und r_2 der äußere Halbmesser der Hülle, t_1 die Temperatur des Dampfes und der Röhre, t_2 die Temperatur der äußern Luft und t'_2 diejenige der äußern Oberfläche der Hülle, welche nach dem Vorstehenden größer als t_2 ist.

Stellt man sich ein cylindrisches Element der Hülle vom Halbmesser r, der Dicke ∂r und der Länge gleich 1 m vor, und wird die Temperaturdifferenz zwischen den beiden um ∂r entfernten Oberflächen dieses Elements gleich ∂t gesetzt, so hat man für die durch dieses Element hindurchgehende Wärme nach (136):

$$M = 2\pi r D \frac{\partial t}{\partial r} \quad \text{oder} \quad D \partial t = \frac{M}{2\pi} \frac{\partial r}{r}.$$

Durch Integration zwischen den Grenzen r_1 und r_2, entsprechend den Temperaturen t_1 und t_2' erhält man

$$D(t_1 - t_2') = \frac{M}{2\pi} ln \frac{r_2}{r_1}.$$

Da nun aber, unter $W = S + B$ den Wärmeverlust pr. Quadratmeter Oberfläche der Hülle für 1° Temperaturdifferenz verstanden, die Wärmemenge M auch ausgedrückt ist durch

$$M = 2\pi r_2 W (t_2' - t_2),$$

so erhält man aus den beiden Ausdrücken für M, indem man aus der ersten Gleichung

$$t_2' = t_1 - \frac{M}{2\pi D} ln \frac{r_2}{r_1}$$

in die zweite Gleichung einführt,

$$M = 2\pi r_2 W \frac{t_1 - t_2}{1 + \frac{r_2 W}{D} ln \frac{r_2}{r_1}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (140)$$

Diese Wärmemenge geht durch jeden laufenden Meter Röhre, also durch die Oberfläche $2\pi r_2$ Quadratmeter verloren, folglich beziffert sich der Wärmeverlust durch einen Quadratmeter zu

$$M = W \frac{t_1 - t_2}{1 + \frac{r_2 W}{D} ln \frac{r_2}{r_1}} = WD \frac{t_1 - t_2}{D + r_2 W ln \frac{r_2}{r_1}} \qquad (141)$$

Dieser Werth geht für einen sehr schlechten Leiter, d. h. wenn man den kleinen Werth von D im Nenner vernachlässigen kann, über in

$$M = D \frac{t_1 - t_2}{r_2 ln \frac{r_2}{r_1}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (141^a)$$

In diesem Falle, welcher einer Umhüllung mit Baumwolle &c. entspricht, ist der Wärmeverlust unabhängig von W oder der Oberfläche und nimmt ab, wenn die Dicke der Hülle oder der Halbmesser r_2 zunimmt. Dagegen

würde für einen sehr großen Werth von D, also für Metalle, der Ausdruck (141) übergehen in $M = W(t_1 - t_2)$, ein Werth, welcher nur von W, d. h. von der Beschaffenheit der Oberfläche abhängt. Der Wärmeverlust pr. laufenden Meter Rohrlänge wäre in diesem Falle gleich $2\pi r_2 W(t_1 - t_2)$, also proportional mit dem äußern Halbmesser. Man ersieht hieraus, daß durch größere Metalldicken der Röhren der Wärmeverlust in dem Maße zunimmt, in welchem die abkühlende Fläche sich vergrößert.

Mittelst der Formel (140) hat Péclet die folgende Tabelle für den Wärmeverlust von horizontalen gußeisernen Dampfleitungsröhren berechnet, welche mit Hüllen aus baumwollenen Stoffen in verschiedener Dicke umkleidet werden und welche in einem Raume von 15° C. sich befinden, während die Temperatur im Innern zu 100° angenommen ist. Diese Werthe können indessen wegen der Zugrundelegung des Newton'schen Gesetzes nur als angenäherte betrachtet werden und würden namentlich bei höheren Temperaturen des Dampfes schneller wachsen als die Temperatur.

Stündlicher Wärmeverlust in Wärmeeinheiten pr. laufenden Meter eines gußeisernen mit Baumwolle umhüllten Rohres. Innere Temperatur 100° C., Lufttemperatur 15°.

Aeußerer Durchmesser des gußeisernen Rohres	Dicke der Umhüllung in Metern							
	0	0,010	0,020	0,030	0,040	0,050	0,100	0,150
0,020	75,9	22,4	16,5	13,9	12,3	11,2	8,7	7,9
0,040	120,2	35,8	25,6	20,9	17,7	15,6	11,5	9,8
0,060	164,3	49,0	33,7	26,7	22,8	20,1	14,1	11,6
0,080	208,6	61,7	41,8	33,3	27,5	24,2	16,4	13,4
0,100	252,6	74,5	50,2	39,1	32,4	28,2	18,7	15,0
0,200	473,5	137,7	90,2	68,2	55,8	47,7	29,3	22,6
0,300	694,8	200,8	130,4	97,6	78,7	66,4	39,6	30,3
0,400	916,2	263,9	169,3	125,8	101,5	85,4	49,9	38,2

§. 250. **Erwärmungskraft.** Die Wärme, welche zur Verwandlung des Wassers in Dampf nöthig ist, wird in der Regel durch Verbrennung von Körpern gewonnen. Die Verbrennung besteht in einer Verbindung

eines Körpers, des **Brennstoffes** mit **Sauerstoff**. Als Brennstoff werden vorzüglich kohlenstoffhaltige Körper benutzt, den Sauerstoff aber liefert die atmosphärische Luft, die im gewöhnlichen Zustande 23 Proc. dieses Stoffes enthält. Die **Erwärmungskraft** oder die Wärmemenge, welche bei der Verbrennung entwickelt wird, ist bei verschiedenen Brennstoffen sehr verschieden, z. B. bei Wasserstoffgas größer als bei Kohlenstoff, und bei diesem größer als bei Holz u. s. w. Es haben **Rumford**, **Lavoisier** und **Laplace**, ferner **Despretz** und besonders noch **Dulong** Versuche über die Erwärmungskraft verschiedener Körper angestellt, und hierbei vorzüglich aus der Größe der Erwärmung einer bestimmten Wassermenge, welche durch Verbrennung einer bestimmten Quantität des Brennstoffes erlangt wurde, auf die Erwärmungskraft des letztern geschlossen. Auf diesem Wege hat z. B. **Dulong** gefunden, daß 1 g Wasserstoffgas bei seiner Verbrennung 34 600 g Wasser um einen Grad erwärmt; daß dagegen 1 g Kohlenstoff hierbei nur 7299 und 1 g Kohlenoxydgas nur 2490 g Wasser um einen Grad in der Temperatur erhöht. Nach §. 211 ist folglich die Erwärmungskraft des Wasserstoffgases gleich 34 600, die des Kohlenstoffes gleich 7290 und die des Kohlenoxydgases gleich 2490 Wärmeeinheiten.

Was die zur Verbrennung nöthige Sauerstoffmenge anlangt, so läßt sich diese auch direct aus dem Producte der Verbrennung berechnen. Bei der vollkommenen Verbrennung von Kohle ist dieses Product **Kohlensäure**, und diese besteht aus 27,27 Thln. Kohlenstoff und 72,73 Thln. Sauerstoff; daher erfordert 1 g Kohlenstoff zu seiner Verbrennung $\frac{27,27}{72,73} = 2,67$ g Sauerstoff, oder $\frac{2,67}{0,23} = 11,59$ g atmosphärische Luft, da die atmosphärische Luft aus 23 Gewichtstheilen Sauerstoff und 77 Gewichtstheilen Stickstoff besteht.

Verbrennungswärme. Neuere Versuche über die Verbrennungswärme sind von **Andrews** (**Poggendorff's** Annalen Bd. 75), sowie von **Favre** und **Silbermann** (Annales de chim. et de phys. Sér. III, Tom. 34) angestellt worden. Das Calorimeter, welches die letzteren Experimentatoren angewendet haben, bestand in der Hauptsache in einer metallenen Verbrennungskammer von circa 5 cm Weite und 10 cm Höhe, welche in ein mit Wasser angefülltes Gefäß eingetaucht war und von welchem drei Röhren nach außen hin abgezweigt waren, wodurch der zur Verbrennung nöthige Sauerstoff und das zu verbrennende Gas zu-, sowie die gasförmigen Verbrennungsproducte abgeführt wurden. Um die Wärme der letztern dem Kühlwasser mitzutheilen, erhielt das dritte oder Ableitungsrohr eine große Länge und wurde schlangenförmig um die Verbrennungskammer herum- §. 251.

gewunden. Wenn statt eines Gases ein fester oder flüssiger Körper verbrannt werden sollte, so mußte derselbe natürlich schon vor dem Versuche in die Kammer gebracht und die zweite oder Gaszuleitungsröhre geschlossen werden. Um den Gang der Verbrennung von außen beobachten zu können, war mitten im Deckel der Kammer eine durch eine starke Glasplatte verschlossene weitere Röhre, sowie darüber ein geneigter Spiegel angebracht. Ferner war das Kühlgefäß noch mit einem weitern Mantel umgeben und mit diesem in ein noch weiteres, mit Wasser angefülltes Gefäß gesetzt, damit dasselbe so wenig wie möglich Wärme von außen aufnehmen konnte. Um endlich die Wärme im Kühlwasser möglichst auszubreiten, wurde dieses durch Auf- und Niederziehen eines aus zwei Blechringen bestehenden Rührwerks in Bewegung gesetzt.

Aus dem Gewichte G des Kühlwassers und der beobachteten Wärmezunahme t desselben in Folge der Verbrennung ließ sich nun die entsprechende Wärmemenge $W = Gt$ (s. §. 212) berechnen.

Auf diese Weise ergab sich die Wärmemenge bei Verbrennung von 1 kg

Holzkohle	8080	Wärmeeinheiten,
Graphit	7797	„
Kohlenoxydgas . . .	2403	„
Wasserstoffgas . . .	34462	„

u. s. w.

Diesen Versuchen zu Folge ist die Verbrennungswärme oder Heizkraft der Kohle oder des reinen Kohlenstoffes größer als Dulong und Andere gefunden haben. Die gefundene Differenz hat aber nach Favre und Silbermann ihren Grund darin, daß die Kohle gewöhnlich nicht vollständig zu Kohlensäure, sondern auch theilweise zu Kohlenoxydgas verbrennt. Diese Experimentatoren haben nun die Menge des letztern Gases besonders bestimmt und die Wärme, welche die Verbrennung derselben giebt, noch mit zur ganzen Verbrennungswärme addirt.

Während das kohlensaure Gas aus 27,27 Gewichtstheilen Kohlenstoff und 72,73 Gewichtstheilen Sauerstoff besteht, ist das Kohlenoxydgas aus 42,86 Gewichtstheilen Kohlenstoff und 57,14 Gewichtstheilen Sauerstoff zusammengesetzt, und es ist folglich zur Verbrennung eines Grammes Kohle zu Kohlenoxydgas nur $\frac{57,14}{42,86} = 1,333$ g Sauerstoff oder $\frac{1,333}{0,23} = 5,8$ g, d. i. nur halb so viel atmosphärische Luft nöthig, wie bei der Verbrennung zu Kohlensäure. Deshalb bildet sich das Kohlenoxydgas nur dann in größerer Menge, wenn es an Luftzug oder an der zur Bildung von Kohlensäure nöthigen Menge von Sauerstoff mangelt.

Da nach den Versuchen von Favre und Silbermann die Verbrennung von 1 kg Kohlenstoff zu Kohlensäure 8080 Wärmeeinheiten, dagegen die von 1 kg Kohlenoxydgas zu Kohlensäure 2403 Wärmeeinheiten giebt, und da das Kohlenoxydgas 42,86 Proc. Kohlenstoff enthält, also 1 kg Kohlenstoff in diesem Gase $\frac{2403}{0,4286} = 5607$ Wärmeeinheiten entspricht, so ist folglich die Wärmemenge, welche bei der unvollständigen Verbrennung der Kohle zu Kohlenoxydgas entwickelt wird:

$$8080 - 5607 = 2473 \text{ Wärmeeinheiten,}$$

also circa drei Zehntel von derjenigen Wärmemenge (8080 Wärmeeinheiten), welche aus der vollständigen Verbrennung zu Kohlensäure hervorgeht, da es nämlich für die Gesammtmenge der aus einer Gewichtseinheit Kohlenstoff entstehenden Wärme gleichgültig ist, ob man den Kohlenstoff direct zu Kohlensäure oder vorerst zu Kohlenoxyd und dann dieses zu Kohlensäure verbrennt.

Die Wärmemengen, welche bei Verbrennung von Kohlenwasserstoffverbindungen entwickelt werden, lassen sich mit Hülfe der Wärmemengen ihrer Bestandtheile leicht berechnen. Das Gruben- oder Sumpfgas (schlagende Wetter) besteht dem Gewichte nach aus 25 Proc. Wasserstoff und 75 Proc. Kohlenstoff, giebt folglich bei seiner Verbrennung

$$\frac{1}{4} . 34462 + \frac{3}{4} . 8080 = 8615,5 + 6060 — 14675,5 \text{ Wärmeeinheiten,}$$

dagegen besteht das ölbildende Gas aus $\frac{1}{7}$ Wasserstoff und $\frac{6}{7}$ Kohlenstoff und liefert folglich bei seiner Verbrennung nur

$$\frac{1}{7} . 34462 + \frac{6}{7} . 8080 = 4923 + 6926 = 11849 \text{ Wärmeeinheiten.}$$

Anmerkung. Ueber die Wärmeentwickelung bei anderen chemischen Verbindungen, sowie über die Wärmequellen überhaupt ist nachzulesen: Müller's Physik, Band 2, sowie Wüllner's Experimentalphysik, Band II.

Brennstoffe. Die Brennstoffe, welche zur Erzeugung von Wasser- §. 252.
dämpfen benutzt werden, sind vorzüglich Steinkohlen, Braunkohlen, Torf, Holz und Coaks. Dieselben sind Verbindungen von Kohlenstoff (C), Wasserstoff (H) und Sauerstoff (O), enthalten zuweilen noch etwas Stickstoff (N) und fast durchgängig verschiedene Mengen unorganischer Bestandtheile, welche bei der Verbrennung als Asche zurückbleiben. Außerdem enthalten dieselben noch eine größere oder kleinere Menge freies oder hygroskopisches Wasser, welches bei der Verbrennung die Dampfform annimmt und hierbei eine gewisse Wärmemenge bindet, wodurch die Heizkraft des Brennstoffes herabgezogen wird. Deshalb soll man auch die Brennstoffe vor ihrer Verwendung möglichst trocknen. Frisch gefälltes Holz enthält 35 bis 50 Proc., und ge-

hörig lufttrockenes Holz noch 20 bis 25 Proc. Wasser. Da 1 kg Wasser circa 640 Wärmeeinheiten erfordert, um es in Dampf zu verwandeln, und 1 kg ganz trockenes Holz bei seiner Verbrennung 3600 Wärmeeinheiten entwickelt, so wird 1 kg Holz mit 25 Proc. Wasser bei seiner Verbrennung nur 3600 . 0,75 = 2700 Wärmeeinheiten liefern, und überdies hiervon noch 640 . 0,25 = 160 Wärmeeinheiten an das Wasser zur Umwandlung desselben in Dampf absetzen, so daß folglich nur

2700 — 160 = 2540 Wärmeeinheiten

nutzbar gemacht werden können.

Das durch die chemische Analyse in den Brennmaterialien gefundene Sauerstoffquantum O ist mit einem Theile $H_1 = \frac{O}{8}$ des Wasserstoffes (H) zu Wasser verbunden, folglich kann auch nur das Wasserstoffquantum

$$H - H_1 = H - \frac{O}{8}$$

zur Verbrennung gelangen, und die Wärmemenge

$$W_1 = 34462\left(H - \frac{O}{8}\right)$$

entwickeln. Addirt man hierzu die Wärmemenge

$$W_2 = 8080\, C,$$

welche aus der Verbrennung der Kohlenstoffmenge C hervorgeht, so erhält man dadurch die gesammte theoretische Heizkraft eines Brennmaterials:

$$W = W_1 + W_2 = 34462\left(H - \frac{O}{8}\right) + 8080\, C \quad . \quad . \quad (142)$$

Der Anthracit ist das kohlenstoffreichste Brennmaterial; er besteht im Mittel aus 91 Proc. Kohlenstoff, 3 Proc. Wasserstoff, 3 Proc. Sauerstoff und 3 Proc. Asche, wonach sich die theoretische Brennkraft desselben

$$W = 34462\,(0{,}03 - \tfrac{1}{8} . 0{,}03) + 8080 . 0{,}91 = 905 + 7353$$
$$= 8258 \text{ Wärmeeinheiten}$$

ergiebt.

Die Steinkohle besteht im Mittel aus 80 Proc. Kohlenstoff, 5 Proc. Wasserstoff, 10 Proc. Sauerstoff und 5 Proc. Asche, es ist folglich ihre theoretische Heizkraft:

$$W = 34462\,(0{,}05 - \tfrac{1}{8} . 0{,}1) + 8080 . 0{,}80 = 1292 + 6464$$
$$= 7756 \text{ Wärmeeinheiten.}$$

Die Braunkohle enthält dagegen im Mittel nur 60 Proc. Kohlenstoff, 5 Proc. Wasserstoff, 25 Proc. Sauerstoff und 10 Proc. Asche, wonach folglich die theoretische Brennkraft dieses Brennstoffes

$$W = 34462\,(0{,}05 - {}^1\!/_8 . 0{,}25) + 8080 . 0{,}60 = 646 + 4848$$
$$= 5494 \text{ Wärmeeinheiten ist.}$$

Der Torf enthält im Mittel 52 Proc. Kohlenstoff, 5 Proc. Wasserstoff, 33 Proc. Sauerstoff und 10 Proc. Asche; es ist daher die theoretische Brennkraft desselben:

$$W = 34462\,(0{,}05 - {}^1\!/_8 . 0{,}33) + 8080 . 0{,}52 = 301 + 4202$$
$$= 4503 \text{ Wärmeeinheiten.}$$

Was ferner das Holz anlangt, so besteht dasselbe durchschnittlich aus 49 Proc. Kohlenstoff, 6 Proc. Wasserstoff, 44 Proc. Sauerstoff und 1 Proc. Asche, so daß die theoretische Brennkraft desselben

$$W = 34462\,(0{,}06 - {}^1\!/_8 . 0{,}44) + 8080 . 0{,}49 = 172 + 3959$$
$$= 4131 \text{ Wärmeeinheiten}$$

folgt.

Durch die Verkohlung der Brennmaterialien wird nicht allein der Wasserstoff und Sauerstoff aus denselben entfernt, sondern es geht auch ein Theil des Kohlenstoffes verloren, indem sich zugleich Verbindungen von Wasserstoff, Kohlenstoff und Sauerstoff bilden und in Gasform entweichen. Deshalb giebt denn auch 1 kg lufttrockenes Holz mit 20 Proc. hygroskopischem Wasser und 40 Proc. Kohlenstoff nur 0,18 bis 0,25 kg Holzkohle, und ebenso 1 kg Steinkohle nur 0,45 bis 0,6 kg Coaks. Uebrigens sind weder die Holzkohlen noch die Coaks reiner Kohlenstoff, sondern es enthalten dieselben nebst den die Asche gebenden festen Bestandtheilen noch immer etwas Wasserstoff und Sauerstoff, und es ist deshalb ihre theoretische Brennkraft nur 7000 bis 7500 Wärmeeinheiten.

Es ist hiernach die Anwendung von verkohlten Substanzen mit einem großen Wärmeverluste verbunden, und daher nur zu empfehlen, wo es entweder auf die Erzeugung einer sehr intensiven Hitze oder auf die Entfernung gewisser flüchtiger Bestandtheile, z. B. des Schwefels, ankommt.

Die nutzbaren Wärmemengen, welche man bei der Verbrennung der Brennmaterialien auf Feuerherden gewinnt, sind, weil auf denselben nie eine vollständige Verbrennung zu Kohlensäure möglich ist, weil zumal die Verbrennungsproducte eine ansehnliche Wärmemenge mit sich fortnehmen, sowie auch Wärme durch Mittheilung an die Ofenwände und durch Abfälle verloren geht, stets viel kleiner als die im Vorstehenden angegebenen theoretischen Wärmemengen. Es folgt aus vielfachen und namentlich aus den sehr gründlich angestellten Versuchen von Dr. W. Brix (siehe dessen Untersuchung über die Heizkraft der wichtigsten Brennstoffe), daß die nutzbare Verbrennungswärme im Mittel bei den meisten Brennherden nur zwei Drittel von der theoretischen Verbrennungswärme ist.

§. 253. **Verbrennung.** Die zur Verbrennung einer gewissen Menge Brennstoff nöthige Luftmenge, sowie das Quantum des hieraus hervorgehenden und durch den Schornstein abzuleitenden Gasgemenges läßt sich wie folgt ermitteln.

Die Kohlenstoffmenge C des Brennmaterials erfordert zur Bildung von Kohlensäure die Sauerstoffmenge

$$O_1 = {}^8/_3\, C = 2{,}67\, C,$$

und es ist die Menge der gebildeten Kohlensäure:

$$C + O_1 = {}^{11}/_3\, C = 3{,}67\, C.$$

Ferner erfordert das Verbrennen der freien Wasserstoffmenge $H - \frac{O}{8}$ zu Wasser das Sauerstoffquantum:

$$O_2 = 8\left(H - \frac{O}{8}\right) = 8\,H - O,$$

und giebt das Wasserquantum:

$$9\left(H - \frac{O}{8}\right) = 9\,H - {}^9/_8\, O.$$

Hiernach ist also der ganze Sauerstoffbedarf:

$$O_1 + O_2 = 2{,}67\, C + 8\, H - O \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (143)$$

und folglich die erforderliche Gewichtsmenge atmosphärischer Luft:

$$L_g = \frac{2{,}67\, C + 8\, H - O}{0{,}231} = 11{,}56\, C + 34{,}63\, H - 4{,}33\, O \quad (144)$$

oder in Cubikmeter, wenn wieder C, H und O in Kilogrammen ausgedrückt werden, und vorausgesetzt wird, daß bei einer mittlern Temperatur von 10° und 0,76 m Barometerstand, 1 cbm Luft, $\gamma = 1{,}25$ kg wiegt:

$$L_v = {}^4/_5\, L_g = 9{,}25\, C + 27{,}70\, H - 3{,}46\, O \text{ Cubikmeter} \quad (145)$$

Nach dem Obigen ist z. B. für 1 kg Steinkohle, $C = 0{,}80$, $H = 0{,}05$ und $O = 0{,}10$ kg, und daher die hierzu erforderliche Menge atmosphärischer Luft:

$$L_v = 9{,}25 \,.\, 0{,}8 + 27{,}7 \,.\, 0{,}05 - 3{,}46 \,.\, 0{,}01$$
$$= 7{,}400 + 1{,}385 - 0{,}035 = 8{,}75 \text{ cbm.}$$

Um eine schnelle und vollständige Verbrennung zu erlangen, ist es nöthig, dem Brennherde die doppelte Luftmenge zuzuführen.

Was das durch den Schornstein abzuführende Gasgemenge anlangt, so besteht dasselbe aus dem Stickstoff der zugeführten atmosphärischen Luft, aus dem durch die Verbrennung erhaltenen kohlensauren Gas, sowie aus dem sich hierbei bildenden Wasserdampfe.

Das aus der Zerlegung der atmosphärischen Luft hervorgehende Stickstoffquantum ist dem Gewichte nach:

$$Q_1 = \frac{0,769}{0,231}(2,67\,C + 8\,H - O) = 3,329\,.(2,67\,C + 8\,H - O)$$
$$= 8,88\,C + 26,63\,H - 3,33\,O \text{ Kilogramm} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (146)$$

oder, da bei 10° Wärme und dem mittlern Barometerstande das Gewicht von 1 cbm Stickstoff $= 1,25\,.\,0,9713 = 1,2141$ kg ist,

$$Q_1 = (8,88\,C + 26,63\,H - 3,33\,O) : 1,2141$$
$$= 7,315\,C + 21,93\,H - 2,74\,O \text{ Cubikmeter} \quad . \quad (147)$$

Da ferner das Gewicht von 1 cbm Kohlensäuregas

$$\gamma = 1,25\,.\,1,529 = 1,911 \text{ g}$$

beträgt, so ist die aus 1 kg Brennstoff hervorgehende Menge dieses Gases:

$$Q_2 = \frac{3,67\,C}{1,911} = 1,919\,C \text{ Cubikmeter} \quad . \quad . \quad . \quad (148)$$

Endlich geht aus dem Wasserstoff H die Wassermenge $9\,H$ hervor, welche, da 1 cbm Wasserdampf, $^5/_8\,.\,1,25$ g $= 0,78125$ kg wiegt, eine Dampfmenge

$$Q_3 = \frac{9\,H}{0,78125} = 11,52\,H \text{ Cubikmeter} \quad . \quad . \quad . \quad (149)$$

giebt.

Hiernach folgt nun das aus der vollständigen Verbrennung hervorgehende Gasvolumen unter der Annahme, daß nur die zur Verbrennung erforderliche Luftmenge zugeführt werde, zu:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3$$
$$= 7,315\,C + 21,93\,H - 2,74\,O + 1,919\,C + 11,52\,H$$
$$= 9,23\,C + 33,45\,H - 2,74\,O \text{ Cubikmeter} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (150)$$

welcher Werth die aus 1 kg des Brennmaterials entstehende Gasmenge ergiebt, wenn man für C, H und O die in 1 kg enthaltenen Gewichtsmengen Kohlenstoff, Wasserstoff und Sauerstoff einsetzt.

Das Gewicht dieser Gasmenge bestimmt sich als die Summe aus den Gewichten der verbrannten Bestandtheile C, H und O und demjenigen L der zugeführten Verbrennungsluft, so daß man dieses Gewicht zu

$$G = C + H + O + L_g = 12,56\,C + 35,63\,H - 3,33\,O \text{ Kilogr.} \quad (151)$$

und sonach die Dichte des Gasgemenges zu

$$\gamma = \frac{G}{Q} = \frac{12,56\,C + 35,63\,H - 3,33\,O}{9,23\,C + 33,45\,H - 2,74\,O} \quad . \quad . \quad . \quad (152)$$

findet.

Z. B. hat man für 1 kg Steinkohle mit $C = 0,80$, $H = 0,05$ und $O = 0,10$:

$$\gamma = \frac{12,56 \, . \, 0,8 + 35,63 \, . \, 0,05 - 3,33 \, . \, 0,10}{9,23 \, . \, 0,8 + 33,45 \, . \, 0,05 - 2,74 \, . \, 0,10} = \frac{11,497}{8,782} = 1,309.$$

Wenn man indessen, wie dies bei den gewöhnlichen Feuerungen zur Erzielung einer vollständigen Verbrennung erforderlich ist, die doppelte Luftmenge zuführt, so erhält man das Gewicht des abzuführenden Gasgemenges zu

$$G = C + H + O + 2 L_g = 24,12 C + 70,26 H - 7,66 O \text{ Kilogr.} \quad (153)$$

und das Volumen zu

$$Q + L_v = 18,48 C + 61,15 H - 6,20 O \text{ Cubikmeter} \quad . \quad . \quad (154)$$

womit nun die Dichtigkeit des Gasgemenges

$$\gamma = \frac{24,12 C + 70,26 H - 7,66 O}{18,48 C + 61,15 H - 6,20 O} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (155)$$

folgt. Man erhält z. B. in diesem Falle für Steinkohle

$$\gamma = \frac{24,12 \, . \, 0,8 + 70,26 \, . \, 0,05 - 7,66 \, . \, 0,1}{18,48 \, . \, 0,8 + 61,15 \, . \, 0,05 - 6,20 \, . \, 0,1} = \frac{22,043}{17,221} = 1,280.$$

Diese Werthe von Q und γ beziehen sich auf die mittlere Temperatur von 10° C. der zutretenden Luft, da aber die Temperatur der fortströmenden Gase eine höhere ist, welche mit t bezeichnet werde, so hat man das Volumen derselben in dem Verhältnisse

$$\frac{1 + \alpha t}{1 + \alpha 10} = \frac{273 + t}{273 + 10} = \frac{T}{283}$$

größer und die Dichte daher in diesem Verhältnisse kleiner anzunehmen.

Gewöhnlich darf man die Temperatur der abziehenden Gase zu $t = 300°$ C. voraussetzen und erhält in Folge hiervon das Volumen bei dieser Temperatur

$$Q_{300} = \frac{573}{283} Q_{10} = 2,025 \, Q_{10},$$

also über doppelt so groß. So z. B. erhält man nach dem Vorstehenden für Steinkohle bei doppelter Luftzuführung das Volumen der abziehenden Gase zu

$$Q_{300} = 2,025 \, . \, 17,221 = 34,873 \text{ cbm}$$

und die Dichte zu

$$\gamma = \frac{22,043}{34,873} = 0,632.$$

Die folgende Tabelle enthält die aus der chemischen Zusammensetzung verschiedener Brennstoffe berechnete Heizkraft, sowie die zur Verbrennung erforderliche einfache Luftmenge nebst dem Volumen der sich bildenden Verbrennungsproducte nach Harmann*).

*) S. des Ingenieurs Taschenbuch, herausgegeben von der „Hütte“, 1877.

Tabelle für 1 kg Brennstoff.

Brennstoff	Kohlenstoff	Wasserstoff	Wasser	Asche	Heizkraft in W.-E.	Einfache Luftmenge von 0° C. u. 0,760 m für 1 kg in Cubikmetern	Entstehendes Gasgemenge reducirt auf 0,760 m Druck und 0° C.	300° C.
Holz, lufttrocken	0,396	—	0,594	0,01	2820	3,466	4,201	8,826
Torf, lufttrocken	0,420	0,014	0,516	0,05	3550	4,044	4,759	9,998
Braunkohle, faserig	0,444	0,009	0,472	0,075	3600	4,123	4,755	9,990
" erdig	0,504	0,018	0,378	0,10	4450	4,884	5,449	11,448
" muschelig	0,570	0,028	0,352	0,05	5350	5,724	6,313	13,264
Sinterkohle	0,704	0,031	0,235	0,03	6600	6,977	7,435	15,621
Backkohle	0,766	0,041	0,163	0,03	7500	7,782	8,206	17,241
Sandkohle	0,796	0,041	0,133	0,03	7760	8,045	8,431	17,713
Anthracit	0,877	0,031	0,072	0,02	8110	8,491	8,744	18,371
Coaks	0,920	—	—	0,05	7430	7,441	8,043	16,898
Holzkohle	0,880	0,020	0,080	0,02	7750	8,016	8,429	17,709

§. 254. **Temperatur der Verbrennungsproducte.** Aus dem Gewichte der durch die Verbrennung entstehenden Verbrennungsproducte und der dabei erzeugten Wärmemenge läßt sich nun auch ein Schluß ziehen über die Höhe der Temperatur, welche in der Feuerung höchstens erreicht werden kann. Sieht man nämlich von den Wärmeverlusten ab, welchen die Feuerungsanlage durch die Ausstrahlung und durch die Berührung mit der atmosphärischen Luft ausgesetzt ist, so hat man anzunehmen, daß die erzeugte Wärme dazu dient, den entstehenden Verbrennungsgasen eine gewisse Temperatur zu ertheilen, welche sich dann einfach dadurch bestimmt, daß man das Gewicht jedes einzelnen Gases mit dessen specifischer Wärme c_p für constanten Druck und mit der gesuchten Temperatur t multiplicirt, und die Summe der so erhaltenen Producte gleich der erzeugten Wärmemenge setzt, aus welcher Gleichung sich sodann die Temperatur t berechnet.

Diese Rechnung, welche wegen der Nichtberücksichtigung der gedachten Wärmeverluste unter allen Umständen eine zu hohe Temperatur ergiebt, kann indessen nur in solchen Fällen einen gewissen Anhalt gewähren, in denen die Verbrennungsproducte nicht schon während ihrer Bildung im Feuerherde ihre Wärme theilweise an einen fremden Körper abgeben. Das letztere ist der Fall bei den Dampfkesselfeuerungen, bei denen wegen der Wärmeaufnahme des Kessels in der Feuerung nur eine wesentlich geringere Temperatur auftreten kann, als die gedachte Rechnung ergiebt. Nur für hüttenmännische Feuerungen, bei denen im Feuerraume die Wärme durch Gewölbe zusammengehalten wird und die heißen Gase erst in dem eigentlichen Erhitzungsraume ihre Wärme abzugeben haben, kann die gedachte Rechnung einigermaßen einen Anhalt geben.

Es möge als Beispiel wieder die Verbrennung von 1 kg Steinkohle, bestehend aus 0,80 C, 0,05 H und 0,10 O vorausgesetzt werden, wodurch nach §. 252 eine Wärmemenge von $W = 7756$ W.-E. entwickelt wird. Die aus dem Brennstoffe sich bildenden Gase bestehen nach dem vorigen Paragraphen aus

$$3{,}67\,C = 3{,}67 \,.\, 0{,}8 = 2{,}93 \text{ kg Kohlensäure}$$

und

$$9\,H = 9 \,.\, 0{,}05 = 0{,}45 \text{ kg Wasserdampf},$$

während der einfachen Luftmenge nach (146) noch das Gewicht

$$8{,}88\,C + 26{,}63\,H - 3{,}33\,O = 8{,}88 \,.\, 0{,}8 + 26{,}63 \,.\, 0{,}05 - 3{,}33 \,.\, 0{,}1$$
$$= 8{,}10 \text{ kg Stickstoff}$$

beigemengt ist. Nimmt man an, daß zur vollständigen Verbrennung die doppelte Luftmenge zugeführt werde, so findet sich in den Verbrennungsproducten die doppelte Menge Stickstoff im Betrage von

$$2 \,.\, 8{,}10 = 16{,}20 \text{ kg}$$

vor, ebenso wie ein überschüssiges Sauerstoffquantum von

$$\frac{0,231}{0,769}\,8,10 = 2,43 \text{ kg}$$

vorhanden ist. Da nun die specifische Wärme c_p für constanten Druck für

Kohlensäure	0,2164
Wasserdampf	0,4750
Stickstoff	0,2440
Sauerstoff	0,2175

ist und das gebildete Wasser zu seiner Verdampfung die latente Wärme 0,45 . 536 = 241 Wärmeeinheiten erfordert, so erhält man die gesuchte Temperatur t aus der Gleichung:

$$7756 - 241 = t\,(2,93\,.\,0,2164 + 0,45\,.\,0,475 + 16,2\,.\,0,2440 + 2,43\,.\,0,2175) = 5,329\,t,$$

woraus

$$t = \frac{7515}{5,329} = 1410^{0}\,\text{C.}$$

folgt.

Durch derartige Rechnungen hat Péclet die folgende Tabelle für die mit verschiedenen Brennstoffen zu erzielenden theoretischen Temperaturen gefunden, welche bei Zuführung der einfachen, sowie der doppelten Luftmenge sich ergeben.

Tabelle der theoretischen Temperaturen der Verbrennungsgase für:

Brennstoff	Einfache Luftmenge	Doppelte Luftmenge
Trockenes Holz	2412° C.	1340° C.
Holz mit 30 Proc. Wasser	2166	1263
Holzkohle mit 7 Proc. Wasser und 7 Proc. Asche	2774	1387
Trockener Torf mit 5 Proc. Asche . .	2484	1405
Torf mit 20 Proc. Wasser	2350	1336
Mittlere Steinkohle	2800	1487
Coaks mit 5 Proc. Asche	2755	1432

Wenn auch aus den vorbemerkten Gründen die Temperatur in der Feuerung der Dampfkessel immer eine wesentlich geringere ist, als die oben in

der dritten Spalte enthaltenen Zahlen angeben, so kann man doch aus den letzteren ein Urtheil über den Wärmeverlust gewinnen, welcher der nützlichen Verwendung dadurch entzogen wird, daß die Verbrennungsgase mit einer gewissen Temperatur durch den Schornstein entweichen. Diese Temperatur kann natürlich niemals geringer sein als diejenige der Dampfkesselwandung ist, sie muß sogar in allen Fällen der Ausführung beträchtlich höher sein, um durch die Esse einen genügend lebhaften Zug zu erzeugen. In der Regel verlassen die abziehenden Gase den Dampfkessel mit einer Temperatur von 250 bis 300° C. Legt man daher für die durch die Verbrennung höchstens erreichbare Temperatur nach der vorstehenden Tabelle etwa den Werth von 1400° zu Grunde, so ersieht man, daß selbst bei nur 250° warmen Schornsteingasen der durch die Esse entführte Wärmeverlust sich auf $\frac{250}{1400} = 0{,}179$ oder gegen 18 Proc. der ganzen zur Verfügung stehenden Wärme berechnet. Es ist klar, daß dieser Verlust unter den günstigsten Verhältnissen, d. h. unter der Annahme einer vollständigen Verbrennung allen Kohlenstoffes unvermeidlich ist, und daß bei einer mangelhaften Verbrennung in Folge der aus dem Schornsteine entweichenden unverbrannten Kohlentheilchen und Kohlenoxydgase der Verlust sich noch viel höher beziffern kann.

Man erkennt aus den Zahlen der angeführten Tabelle, welche in der zweiten Spalte die erreichbaren Temperaturen unter der Voraussetzung der einfachen Luftmenge angiebt, welchen günstigen Effect die in neuerer Zeit mehrfach auch für Dampfkessel in Anwendung gekommene Gasfeuerung verspricht. Bei dieser Feuerung wird unter beschränktem Luftzutritt und hoher Schichtung des Brennstoffes in einem besondern Ofen, dem Gasgenerator, die Kohle nur in Kohlenoxyd verwandelt, welches dann erst in dem eigentlichen Verbrennungsraume unter Zuführung der erforderlichen Verbrennungsluft vollständig zu Kohlensäure verbrannt wird. Hierbei hat man sowohl zu der Vergasung, wie zu der darauf folgenden Verbrennung nur genau die theoretisch erforderliche Menge atmosphärischer Luft hinzuzuführen, so daß in Folge hiervon die Temperaturen entsprechend höhere werden als bei den gewöhnlichen Rostfeuerungen. Dieser letztere Umstand hat den Gasfeuerungen für hüttenmännische Oefen eine viel verbreitete Verwendung verschafft, da sie selbst mit verhältnißmäßig schlechten und sonst werthlosen Brennstoffen wie Kohlenlösche, Grus, Sägemehl u. s. w. die höchsten Temperaturen erreichen lassen. Weniger häufig sind diese Feuerungen bisher bei Dampfkesseln angewendet worden, für welche nur mäßige Temperaturen erforderlich sind. Erst in neuerer Zeit hat man mehrfach versucht, Gasfeuerungen auch für Dampfkessel anzuwenden, mit Rücksicht auf die Ersparniß, welche damit verbunden ist, daß die geringere Menge der ent-

stehenden Verbrennungsgase auch eine entsprechend kleinere Wärmemenge durch die Esse entführt.

Brennstoffmenge. Es läßt sich nun leicht auch der Brennstoffaufwand berechnen, der zur Erzeugung einer gewissen Dampfmenge erforderlich ist. Es wurde oben angegeben, daß die Gesammtwärme eines Kilogramms Dampf von der Spannung p oder der Temperatur t nach (79) durch §. 255.

$$r = 606{,}5 + 0{,}305\, t$$

bestimmt ist, und sonach ist die erforderliche Wärmemenge, um diesen Dampf aus 1 kg Wasser zu erzeugen, dessen Temperatur t_1^0 beträgt, durch

$$W = 606{,}5 + 0{,}305\, t - t_1 \text{ Wärmeeinheiten}$$

ausgedrückt, wenn man die hier zulässige Annahme macht, daß die specifische Wärme des Wassers zwischen 0° und t_1^0 constant gleich Eins sei.

Vor Ausführung der Versuche von Regnault berechnete man die Wärmemenge des Dampfes entweder mittelst einer hypothetischen Formel von Watt oder mittelst einer andern von Southern. Nach Watt, Sharp, Clément-Désormes, und zumal nach den neueren Beobachtungen von Pambour ist die Gesammtwärme des Dampfes bei allen Temperaturen eine und dieselbe, nimmt also die latente Wärme ab, wenn die sensible Wärme eine größere wird. Nimmt man an, daß bei der Bildung des Dampfes von 100° Temperatur eine Wärmemenge von 540 Cal. gebunden wird, so hat man hiernach die Wärmemenge, welche bei der Verwandlung des Wassers von t_1^0 Temperatur in Dampf von jeder Temperatur nöthig ist, einfach

$$W = 540 + 100 - t_1 = 640 - t_1.$$

Nach Southern, Poncelet u. A. wäre hingegen die latente Wärme des Dampfes constant (540 Cal.), nähme also die Gesammtwärme mit der Temperatur zu, und es wäre daher die Wärmemenge:

$$W = 540 + t - t_1.$$

Nimmt man die Temperatur des Wassers gleich Null an, und setzt man die des Dampfes $t = 100, 125, 150^0$ u. s. w., so läßt sich folgende Vergleichung machen:

Temperatur des Dampfes		50°	75°	100°	125°	150°	175°	200°
Wärmemenge nach	Watt	640	640	640	640	640	640	640
	Southern. . .	590	615	640	665	690	715	740
	Regnault . . .	621,7	629,4	637	644,6	652,2	659,9	667,5

Man ersieht hieraus, daß bei Temperaturen von 100 bis 150°, wie sie bei Dampfmaschinen meist vorkommen, das Watt'sche Gesetz nicht bedeutend von der Regnault'schen Formel abweicht, daß dagegen bei Temperaturen über 120° die Southern'sche Regel schon auf ansehnlichere Abweichungen führt.

Wenn man, nach Regnault, $W = 606,5 + 0,305\,t - t_1$ setzt, so erhält man das Wärmequantum, welches zur Verwandlung der Wassermenge $Q\gamma$ Kilogramm in Dampf nöthig, d. i.:

$$W = (606,5 + 0,305\,t - t_1)\,Q\gamma \text{ Calorien} \quad . \quad . \quad (156)$$

Nehmen wir für t und t_1 Mittelwerthe an, setzen wir $t = 125$ und $t_1 = 15°$, so erhalten wir:

$$W = 630 \text{ Calorien.}$$

Wenden wir mittelgute Steinkohle zur Verbrennung an, und setzen wir voraus, daß $^2/_3$ der dadurch entwickelten Wärme zur Wirkung gelange, so können wir die durch 1 kg Kohle gewonnene Wärmemenge zu

$$^2/_3 \,.\, 7500 = 5000 \text{ Calorien}$$

setzen, und da nach der letzten Regel die Wärmemenge, welche 1 kg Wasser von 10° Temperatur zur Verwandlung in Dampf erfordert, 630 Cal. ist, so läßt sich hiernach annähernd als richtig annehmen, daß jedes Kilogramm Kohlenstoff bei seiner Verbrennung $\frac{5000}{630} = 7,93$ kg Dampf liefere oder 1 kg Dampf zu seiner Erzeugung 0,126 kg Steinkohle erfordere. Erfahrungsmäßig giebt 1 kg Steinkohle 5 bis 7 kg, 1 kg Coaks $4^2/_3$ bis 5,8 kg, 1 kg Holzkohle 6 kg und 1 kg Holz 2,5 bis 2,7 kg Dampf (s. Guide du chauffeur par Grouvelle et Jaunez).

Für die zur Dampferzeugung dienenden Steinkohlen sind folgende Mittelwerthe in Anwendung zu bringen.

Steinkohlen	Gewicht roher Steinkohle pr. Tonne zu je 4 Scheffel	Wassergehalt in Procenten der rohen Kohle	Unverbrennliche Rückstände in Procenten der rohen Kohle	Effective Verdampfungskraft; Dampfmenge pr. kg roher Kohle
nordamerikanische . . .	180,5 kg	1,39	10,3	8,27 kg
englische	190,8 „	3,37	7,8	7,82 „
preußische	174,6 „	3,00	4,8	8,28 „
sächsische	183,8 „	10,83	25,5	8,20 „

Noch lassen sich folgende Mittelwerthe annehmen.

Name des Brennstoffs	Gewicht des Brennstoffs	Wassergehalt.	Dampfproduction in Kilogr. beim angegebenen Wassergehalt	
			von 1 kg	von 1 Klafter
Nadelholz . .	1 Klafter = 3,339 cbm = 1300 kg	15 Proc.	4,0	5200
Laubholz . .	1 „ = 1500 „	15 „	3,7	5550
				von 1000 St.
Torf	1000 Stück = 900 kg	25 „	3,64	3276
Braunkohle .	1 Scheffel = 145 „	30 „	3,95	575

Beispiel. Welchen Steinkohlenaufwand erfordert ein Dampfkessel, welcher in jeder Minute 5 cbm Dampf von 4 Atmosphären Spannung liefert, wenn ihm das Speisewasser mit einer Temperatur von 40° C. zugeführt wird?

Nach der Tabelle in §. 235 ist für Dampf von 4 Atmosphären Spannung die Temperatur $t = 144^0$, und das Gewicht von 1 cbm gleich 2,2303 kg. Demgemäß erfordert das Gewicht 5 . 2,2303 = 11,152 kg des 40° warmen Speisewassers die Wärme von

$$W = 11{,}152\,(606{,}5 + 0{,}305\,.\,144 - 40) = 11{,}152\,.\,610{,}4 = 6807 \text{ W.-E.}$$

Nimmt man an, daß 1 kg Steinkohle effectiv 4500 Wärmeeinheiten liefere, so findet sich die Kohlenmenge in jeder Minute zu

$$\frac{6807}{4500} = 1{,}513 \text{ kg}$$

oder stündlich zu

$$K = 90{,}8 \text{ kg}.$$

Die zur Verbrennung erforderliche theoretische Luftmenge berechnet sich nach §. 253 für Sinterkohle, wie solche meistens für Dampfkessel verwendet wird, zu 1,513 . 6,977 = 10,556 cbm, so daß man für die Zuführung des doppelten Luftquantums von 21,112 cbm pr. Minute wird sorgen müssen. Die gebildeten Verbrennungsproducte nehmen nach der Tabelle in §. 253 bei 300° C. ein Volumen ein von 1,513 . 15,621 = 23,635 cbm. Rechnet man noch das auf 300° C. reducirte Volumen der überschüssig hinzugeführten 10,556 cbm Luft von 15° mittlerer Temperatur mit $\frac{273 + 300}{273 + 15} \cdot 10,556 = 21,002$ cbm hinzu, so erhält man das durch den Schornstein abzuführende Gasgemenge für jede Minute zu

$$23,635 + 21,002 = 44,637 \text{ cbm}$$

oder pr. Secunde zu

$$\frac{44,637}{60} = 0,744 \text{ cbm},$$

wonach die betreffenden Querschnitte des Rauchcanals zu bemessen sind, wie im folgenden Capitel gezeigt wird.

Ueber die Wärme handeln außer dem mehrfach genannten größern Werke von Péclet, Traité de la chaleur, considérée dans ses applications, Paris, 1860, die Lehrbücher der Physik von Müller, Ganot, Wüllner u. A., sowie besonders die Wärmemeßkunst und deren Anwendung von Schinz, Stuttgart, 1858. Die Grundlehren der mechanischen Wärmetheorie finden sich besonders von Clausius in verschiedenen Abhandlungen in Poggendorff's Annalen behandelt, welche auch in einem besondern Werke erschienen sind. Ferner ist hier das im Vorstehenden mehrfach angezogene Werk Zeuner's, Grundzüge der mechanischen Wärmetheorie, 2. Auflage, 1866, sowie Grashof's Maschinenlehre anzuführen. Auch sind über die mechanische Wärmetheorie die Werke von Auerbach, Rühlmann, Röntgen, Krebs veröffentlicht; eine interessante Behandlung findet der Gegenstand in dem Werke Tyndall's: Die Wärme, betrachtet als eine Art der Bewegung. Die vorzüglichen Arbeiten von Rankine, Thomson u. A. sind meist in wissenschaftlichen Zeitschriften niedergelegt.

In Betreff der Heizkraft der Brennmaterialien ist anzuführen: Untersuchungen über die Heizkraft der wichtigeren Brennstoffe im preußischen Staate von P. W. Brix, Berlin, 1853. A report to the navy departement of the United States on Americal coals etc., Philadelphia 1844, im Auszuge in den Verhandlungen des Ver. z. Beförd. d. Gewfl. in Preußen, 1846. Siehe auch Formules, Tables etc. ou Aide-Mémoire des Ingenieurs etc. par Claudel, Paris 1854. Ferner Untersuchungen über die Heizkraft der Steinkohlen Sachsens von Ernst Hartig, Leipzig 1860, sowie: Des Machines à vapeur par Morin et Treska, Tome I, Production de la vapeur, Paris 1863.

Zweites Capitel.

Die Dampfkessel.

Dampfkessel im Allgemeinen. Dampfkessel sind metallene, überall §. 256.
dicht abgeschlossene Gefäße, die dazu bestimmt sind, aus dem in ihnen enthaltenen Wasser durch die Wirkung einer Feuerung Dämpfe zu entwickeln, welche zum Betriebe von Dampfmaschinen oder auch zu anderen Zwecken verwendet werden sollen. Es ist ersichtlich, daß diese Kessel nicht nur die genügende Festigkeit darbieten müssen, um dem Drucke des im Innern derselben eingeschlossenen Dampfes widerstehen zu können, sondern daß auch ihre Verhältnisse so zu bemessen sind, daß die in bestimmter Zeit geforderte Dampfmenge erzeugt werden kann, und zwar wird man von einem guten Kessel verlangen, daß die Dampferzeugung möglichst vortheilhaft, d. h. mit möglichst geringem Aufwande von Brennmaterial geschehe. Diese Bedingung eines sparsamen Betriebes wird, da die Kosten für das Brennmaterial stetig dauernde sind, in den Vordergrund treten gegen die Rücksicht auf eine möglichst wohlfeile Ausführung des Kessels, da die Kosten für die Anlage nur einmalige sind. Es ist durch eine einfache Rechnung, welche den Brennmaterialpreis, sowie die Zinsen und Amortisationsgebühr der Anlage berücksichtigt, leicht festzustellen, daß eine auch nur geringe Ersparniß an Brennmaterial in den meisten Fällen selbst durch eine beträchtliche Vergrößerung der Anlagekosten nicht zu theuer erkauft wird, und daß ein Sparen an den Kesselanlagen, wenn hierdurch deren Wirkungsgrad verringert wird, fast immer unvortheilhaft ist.

Als Material für die Dampfkessel verwendet man ganz allgemein das Schmiedeisen wegen dessen Festigkeit und Sicherheit gegen Explosionen. Kupferne Kessel, wie sie wohl für geringe Spannungen zu Zwecken des Heizens vorkommen, würden für hohe Dampfspannungen nicht widerstandsfähig genug und auch zu kostspielig sein, und gußeiserne Kessel gewähren wegen ihrer geringen Festigkeit gegen Zerreißen zu wenig Sicherheit. Man ist daher von der Anwendung des Gußeisens zu Dampfkesseln im Allgemeinen zurückgekommen und verwendet dieses Material meistens nur zu untergeordneten Bestandtheilen. Nach den für das deutsche Reich geltenden Bestimmungen darf Gußeisen als Dampfkesselwandung nur für solche Theile verwendet werden, deren lichte Weite bei cylindrischer Gestalt 0,25 m und bei kugelförmiger Gestalt 0,30 m nicht übersteigt. In Amerika dagegen findet das Gußeisen zu

Dampfkesseln eine häufigere Verwendung; insbesondere werden dort die Stirnplatten der Sieder oft aus Gußeisen gefertigt und der viel verbreitete Kessel von Harrison (s. unten) besteht ausschließlich aus Gußeisen. Die Verwendung von Stahlblechen hat man ebenfalls mehrfach versucht, indem man sich davon wegen der geringeren Wandstärken, welche die größere Festigkeit dieses Materials gestattet, besondere Vortheile in Bezug auf die Transmission der Wärme versprach, doch sind Stahlkessel nicht in allgemeine Anwendung gekommen. Die Ursache davon scheint in der Schwierigkeit zu liegen, Stahlbleche von durchaus gleichmäßigem Härtegrade und genügend dampfdichte Nietverbindungen derselben herzustellen.

Die Fähigkeit eines Kessels, in einer gewissen Zeit eine bestimmte Dampfmenge zu liefern, hängt nicht direct von dem Volumen oder dem Gewichte des Kessels, sondern in erster Reihe von seiner feuerberührten oder Heizfläche ab, d. h. von der Größe derjenigen Kesselwandung, welche äußerlich den Verbrennungsgasen ausgesetzt ist und innerlich vom Wasser berührt wird, da vorzugsweise durch diese Wandfläche ein Uebergang der Wärme von den Verbrennungsproducten nach dem Innern des Kessels stattfindet.

Die Aufnahme der Wärme seitens der Kesselwand aus den Feuergasen geschieht theilweise durch Strahlung, theilweise durch Berührung oder Leitung, während die Wärmeabgabe an das Wasser vornehmlich durch Berührung geschieht, und zwar ist diese Wärmeabgabe trotz der geringen Wärmeleitungsfähigkeit des Wassers wegen der eintretenden Circulation eine sehr lebhafte. Viel geringer ist dagegen die Abgabe der Wärme an den Dampf, und daraus erklärt es sich, warum eine geheizte Dampfwandung, d. h. eine innerlich vom Dampfe und äußerlich von den Heizgasen berührte Wandung so leicht dem Erglühen ausgesetzt ist.

Im Allgemeinen soll die vom Feuer berührte Kesselwand im Innern des Kessels stets vom Wasser berührt werden, und die hierüber geltenden Verordnungen der einzelnen Staaten schreiben bestimmte Höhen vor (in Deutschland für stationäre Kessel 0,10 m), um welche der niedrigste Wasserstand mindestens über der höchsten vom Feuer berührten Fläche gelegen sein muß. Nur ausnahmsweise pflegt man die Heizgase auch an solchen Stellen vorbeizuführen, welche innerlich den Dampfraum begrenzen; dies darf aber immer nur geschehen, wenn angenommen werden kann, daß die Verbrennungsproducte daselbst schon hinlänglich abgekühlt sind, um ein Erglühen der Kesselwand nicht befürchten zu lassen. Bekanntlich ist das Glühendwerden einer vom Wasser entblößten Wand in sehr vielen Fällen die Ursache von Kesselexplosionen gewesen, und in wohl allen Fällen ist eine mehr oder minder große Formänderung und Beschädigung der Kesselwand mit einem Erglühen derselben verbunden. Solche Kesseltheile, welche innerlich vom Wasser berührt

sind, werden niemals glühend, vorausgesetzt, daß die Bleche daselbst nicht unganze Stellen (Schiefer) enthalten, deren Beseitigung daher bei der Anfertigung des Kessels von Wichtigkeit ist. Kesseltheile dagegen, deren Berührung mit dem Wasser durch Kesselstein verhindert wird, sind erfahrungsmäßig leicht einem Durchbrennen unterworfen.

Wenn bei einzelnen Kesselconstructionen die abgehenden Feuergase, wie angegeben, an gewissen Theilen der innerlich vom Dampfe berührten Kesselwand vorbeigeführt werden, so hat dies meistens den Zweck, den schon gebildeten Dampf möglichst trocken zu machen dadurch, daß das in ihm enthaltene mechanisch mitgerissene Wasser noch nachträglich verdunstet wird; eine Ueberhitzung des Dampfes kann dagegen hierdurch nicht erzeugt werden, so lange wenigstens nicht, als diese Flächen sich in geringer Entfernung von dem Wasserspiegel des Kessels befinden. Die Wärmetransmission durch eine solche innerlich vom Dampfe berührte Kesselwand ist, wie schon bemerkt, viel geringer als diejenige einer dem Wasser ausgesetzten Fläche, und daher versteht man, wenn man von der Heizfläche eines Kessels spricht, darunter in der Regel nur die Oberfläche derjenigen vom Feuer berührten Kesselwandung, welche innerlich mit Wasser in Berührung steht.

Die Wärmemenge, welche durch 1 qm Heizfläche stündlich dem Dampfe mitgetheilt werden kann, hängt in erster Reihe von der Differenz der Temperaturen innen und außen ab. Die Temperatur im Innern wird natürlich höchstens diejenige des entwickelten Dampfes sein, also der Tabelle des §. 235 gemäß beispielsweise für eine Dampfspannung von 10 Atmosphären höchstens 180,3^0 und für 4 Atmosphären nicht mehr als 144^0 betragen. Die durchschnittliche Temperatur wird noch etwas geringer sein, weil das dem Kessel zugeführte Speisewasser immer noch unter 100^0 warm ist. Die Verbrennungsproducte dagegen haben Temperaturen, welche man etwa zu 1200 bis 1400^0 in der Feuerung und zu 300^0 in dem Fuchse annehmen kann, d. h. in dem Kanale, welcher diese Gase vom Kessel nach dem Schornstein führt. Es ist daraus ersichtlich, daß auch die Wirkungsfähigkeit von 1 qm Heizfläche bei demselben Kessel eine sehr verschiedene sein wird, je nachdem diese Fläche in der Nähe der Feuerung mit den heißen Verbrennungsproducten oder in der Gegend des Fuchses mit den schon abgekühlten Rauchgasen in Berührung kommt. Man wird daher bei einem bestimmten Kessel nur von einer durchschnittlichen Verdampfungsfähigkeit pr. Quadratmeter Heizfläche sprechen können.

Es ist auch klar, daß diese Verdampfungsfähigkeit von der mehr oder minder großen Lebhaftigkeit der Befeuerung abhängig ist. Stellt man sich vor, die Beschickung der Feuerung geschähe so mäßig oder, was auf dasselbe hinausläuft, die Heizfläche wäre so groß, daß die etwa 1400^0 warmen Verbrennungsproducte Gelegenheit haben, so viel Wärme an den Kessel abzu-

geben, um mit nur 300° Temperatur nach dem Schornsteine zu entweichen, so wird dieser Kessel im Allgemeinen eine vortheilhafte Wirkung zeigen, da nach dem weiter unten über Schornsteine Anzuführenden eine noch weiter gehende Abkühlung der Verbrennungsproducte nur in beschränktem Maße angängig ist. Der Kessel wird in diesem Falle mit jedem Quadratmeter Heizfläche eine durchschnittliche Wassermenge etwa gleich W Kilogramm verdampfen. Denkt man jetzt aber den Kessel forcirt, d. h. eine lebhaftere Befeuerung vorgenommen, der zu Folge eine größere Menge Verbrennungsgase entwickelt wird, welche etwa dieselbe Temperatur von 1400° haben mögen, so wird diese größere Gasmenge durch die Heizfläche jetzt nicht bis auf 300° abgekühlt werden können, die Gase werden vielmehr mit einer höhern Temperatur, etwa von 400°, nach dem Schornsteine entweichen. Es ist sofort ersichtlich, daß nunmehr die durchschnittliche Verdampfungsfähigkeit eines Quadratmeters Heizfläche größer als W ausfallen muß, weil die Temperaturdifferenz jetzt durchschnittlich größer ist als vorher, indem die Feuergase ihre Temperatur von 1400° nur bis zu 400°, im vorhergehenden Falle aber bis zu 300° herabsetzen. Diese größere Verdampfungsfähigkeit ist aber durch eine weniger sparsame Wirkung des Kessels erkauft worden, denn die Verbrennungsgase, welche jetzt mit einer Temperatur von 400° aus dem Schornsteine entweichen, entführen dem Kessel jetzt etwa $\frac{4}{14} = 0{,}286$ der ihnen durch die Feuerung mitgetheilten Wärme, während dieser Verlust vorher sich nur auf ungefähr $\frac{3}{14} = 0{,}214$ bezifferte. Die Folge hiervon ist, daß man in dem zweiten Falle mit derselben Wärmemenge, d. h. mit demselben Brennstoffquantum auch nur eine im Verhältniß $\frac{0{,}714}{0{,}786} = \frac{10}{11} = 0{,}91$ kleinere Wassermenge wird verdampfen können als im erstern Falle. Es ergiebt sich hieraus allgemein, daß man durch Forciren eines Dampfkessels zwar die Verdampfung pr. Quadratmeter erhöhen kann, daß damit aber immer ein geringeres Güteverhältniß, d. h. eine Verringerung der mit 1 kg Brennstoff zu verdampfenden Wassermenge verbunden ist. Ein solches Forciren von Dampfkesseln kommt nun nicht bloß dann vor, wenn ein für eine bestimmte Verdampfung eingerichteter Dampfkessel ausnahmsweise eine größere Dampfmenge liefern soll und zu dem Behufe lebhafter befeuert wird, sondern auch in allen den Fällen, wo ein Dampfkessel von vornherein zu klein angeordnet wurde, d. h. wenn er nicht die genügende Heizfläche erhielt, um die Temperatur der Verbrennungsproducte von ihrer anfänglichen Größe in der Feuerung bis auf den für den Schornstein zulässigen Betrag herabzumindern. Solche Kessel sind daher für eine möglichste Ausnutzung der Wärme zu klein und sie vermögen die geforderte Dampfmenge nur durch Forciren,

d. h. durch lebhaftere Befeuerung zu erzielen. Wie groß man erfahrungsmäßig im Allgemeinen den Betrag der Verdampfung pr. Quadratmeter Heizfläche bei Kesseln annehmen darf, wird weiter unten angegeben werden.

Hier möge nur noch angeführt werden, daß die durch die Quadrateinheit Kesselwand hindurchgehende Wärmemenge außer von der Temperaturdifferenz innen und außen auch noch von der Dicke der Wand und dem Leitungsvermögen abhängt, welches dem Material dieser Wand für die Wärme zukommt, indem nach §. 249 die Wärmemenge, welche durch 1 qm Fläche bei der Wanddicke δ und der Temperaturdifferenz $t - t_1$ stündlich hindurchgeht, durch

$$W = D \frac{t - t_1}{\delta}$$

dargestellt ist. Das Wärmeleitungsvermögen D ist hierin für Eisen sehr beträchtlich (28) und daher ist ein lebhafter Wärmedurchgang vorhanden, sobald die Kesselwand in der That nur aus Metall besteht. Wenn aber im Innern des Kessels sich nach einiger Zeit eine mehr oder minder dicke Lage von Schlamm oder Kesselstein abgesondert hat, so muß in Folge der viel geringern Wärmeleitungsfähigkeit dieser Stoffe (gebrannte Erde 0,51 bis 0,69, Gyps 0,33 bis 0,52) die durchgehende Wärmemenge wesentlich kleiner ausfallen. Hieraus erklärt sich die überall beobachtete Thatsache, daß Kessel, in denen sich stärkere Ablagerungen gebildet haben, sehr viel geringere Verdampfungsfähigkeit zeigen und daß, wenn in Folge dessen eine Forcirung des Kessels stattfindet, sogar ein Erglühen einzelner innerlich mit Kesselstein bedeckter Wandungen stattfinden kann. Es ergiebt sich daher für den Betrieb die Nothwendigkeit einer möglichsten Reinhaltung des Kessels von Ablagerungen im Innern und für den Constructeur die Bedingung, dem Kessel eine Einrichtung zu geben, welche solche Reinigung ohne zu große Beschwerden gestattet. Ebenso wie durch Ablagerung von Kesselstein und Schlamm im Innern des Kessels kann auch der Wärmeübergang wesentlich durch Absetzung von Flugasche auf der dem Feuer ausgesetzten Fläche beeinträchtigt werden, weshalb man bei allen Kesselanlagen dafür sorgen muß, daß ein Reinfegen der Feuercanäle von Flugasche leicht vorgenommen werden kann.

Dampf- und Wasserraum. Wenn auch die Verdampfungsfähigkeit von der Größe des Rauminhalts eines Kessels nicht direct abhängig ist, so ist doch dieser Inhalt und insbesondere der mit Wasser gefüllte Theil desselben, der Wasserraum, von großer Bedeutung für den Betrieb des Kessels. Es möge V das Volumen eines Dampfkessels bedeuten, von welchem der Theil V_w mit Wasser und derjenige $V_d = V - V_w$ mit Dampf von der Spannung p und der Temperatur t gefüllt sein soll. Beim ersten Anfeuern dieses Kessels, wenn das Wasser noch die Temperatur t_0 der äußern Atmo- §. 257.

sphäre hat, ist dem Wasser die zur Erwärmung von t_0 auf t_1 erforderliche Wärmemenge mitgetheilt worden, welche durch

$$Q_w = V_w \gamma c (t - t_0)$$

ausgedrückt ist, wenn $\gamma = 1000$ kg das specifische Gewicht des Wassers und c die durchschnittliche specifische Wärme des Wassers zwischen den Temperaturen t_0 und t bedeutet, welche Größe für die hier zu machenden Bemerkungen gleich 1 angenommen werden kann.

Ebenso bestimmt sich die Wärmemenge, welche dem Dampfe V_w mitgetheilt werden muß, um denselben aus Wasser von der Temperatnr t_0 zu erzeugen, zu:

$$Q_d = V_d \gamma_1 (q - q_0 + r) = V_d \gamma_1 [c (t - t_0) + r],$$

wenn γ_1 das specifische Gewicht und r die latente Wärme des Dampfes, sowie q und q_0 die Flüssigkeitswärme für t und t_0^0 bedeuten. Bei dem kleinen Werthe von γ_1 ist die Wärmemenge Q_d immer viel geringer als diejenige Q_w, welche dem Wasser mitgetheilt werden mußte, wie sich am einfachsten an einem bestimmten Beispiele erkennen läßt. Nimmt man Dampf von $p = 4$ Atmosphären an, wofür nach §. 235: $t = 144^0$, $\gamma_1 = 2{,}230$, $r = 505{,}1$ und $q = 145{,}3$ ist, und setzt man eine Temperatur des eingeführten Wassers von 15^0, also etwa $q_0 = 15$ voraus, so hat man, wenn schließlich noch der Dampfraum zu $1/3$ und der Wasserraum zu $2/3$ des Kesselvolumens angenommen wird:

$$Q_w = \frac{2}{3}\, 1000 \,.\, (145{,}3 - 15)\, V = 86\,867\, V;$$

$$Q_d = \frac{1}{3}\, 2{,}230\, (145{,}3 - 15 + 505{,}1)\, V = 472{,}3\, V$$

$$= 0{,}0054\, Q_w = c_a\, \frac{1}{184}\, Q_w.$$

Die dem Wasser zugeführte Wärme ist daher in diesem Falle über 180 mal so groß wie die in dem Dampfe enthaltene und jeder Cubikmeter Wasserraum hat daher mehr als 90 mal so viel Wärme aufgenommen als 1 cbm Dampfraum. Hieraus erklärt sich, warum Dampfkessel mit einem großen Wasserraum beim Anheizen so lange Zeit gebrauchen, bevor sich Dämpfe bilden. Wenn dagegen der Wassergehalt des Kessels kleiner gemacht wird, so fällt auch Q_w entsprechend geringer aus und man wird daher in solchen Kesseln schneller Dämpfe von bestimmter Spannung erlangen können. In Fällen, wo es darauf ankommt, in möglichst kurzer Zeit Dämpfe zu erzeugen, wie z. B. bei den Dampffeuerspritzen, wird man daher den Wasserinhalt des Kessels so klein als möglich zu machen haben.

Die dem Wasser mitgetheilte Wärme Q_w bleibt in demselben aufgespeichert und ist in jedem Augenblicke verfügbar. Hieraus erklärt sich die regulirende Wirkung einer großen Wassermasse bei sehr unregelmäßiger Dampfentnahme aus dem Kessel, wie man leicht in folgender Art erkennt. Denkt man sich, es werde einem Kessel zu einer Zeit eine viel größere Dampfmenge entnommen, als derselbe vermöge seiner feuerberührten Fläche in derselben Zeit neu zu erzeugen vermag, so wird natürlich die Dampfspannung abnehmen. Mit dieser Abnahme der Spannung von dem Werthe p auf p_1 ist auch eine Abnahme der Temperatur von t auf t_1 verbunden, und da das in dem Kessel enthaltene Wasser die Temperatur t hatte, so ist eine Wärmemenge gleich $V_w \gamma\ (q - q_1)$ annähernd gleich $V_w \gamma\ (t - t_1)$ frei geworden, welche dazu verwendet wurde, neue Dämpfe zu bilden. Es möge etwa wieder Dampf von $p = 4$ Atmosphären, also einer Temperatur $t = 144^0$ entsprechend $q = 145{,}3$ vorausgesetzt und angenommen werden, die Spannung sei durch übermäßige Dampfentnahme in einer gewissen Zeit auf 3,5 Atmosphären herabgegangen. Es entspricht dieser Spannung nach Tabelle §. 235 eine Temperatur $t_1 = 139{,}24$ und eine Flüssigkeitswärme $q_1 = 140{,}4$, daher hat jedes Kilogramm Wasser von der in ihm aufgespeicherten Wärmemenge $145{,}3 - 140{,}4 = 4{,}9$ Calorien abgegeben und da für 3,5 Atmosphären die latente Wärme $r_1 = 508{,}5$ ist, so konnte jedes Kilogramm Wasser vermöge dieser abgegebenen Wärmemenge eine Dampfmenge $\frac{4{,}9}{508{,}5} = 0{,}0096$ kg neu erzeugen. Während der Zeit, in welcher die Spannung sich von 4 auf 3,5 Atmosphären verringert hat, ist daher außer demjenigen Wasser, welches durch die Feuerung in dieser Zeit verdampft wurde, noch eine Wassermenge vom Volumen $0{,}0096\ V_w$ oder nahezu 1 Proc. der ganzen im Kessel enthaltenen Wassermenge durch die aufgespeicherte Wärme des Wassers verdampft worden. Hieraus erklärt es sich auch, warum ein Dampfkessel mit großem Wassergehalt nach der Eröffnung des Sicherheitsventils oft stundenlang abbläst. Bei der großen Geschwindigkeit des ausblasenden Dampfes würde hierbei der Dampfraum in wenigen Minuten leer sein, wenn nicht fortwährendes Nachverdampfen aus dem heißen Kesselwasser stattfände. Es ist klar, daß diese Wirkung des Kesselwassers wesentlich dazu beitragen muß, die Druckschwankungen im Kessel bei veränderlichem Dampfverbrauche herabzumindern, denn man erkennt, daß die Wassermasse ebenso ein schnelles Emporsteigen der Spannung verhindert, sobald die Dampfentnahme unter die durchschnittliche herabsinkt, welche der von der Feuerung an den Kessel mitgetheilten Wärmemenge entspricht. In diesem Falle wird nämlich die überschüssige Wärme zwar eine gewisse Spannungserhöhung hervorbringen, aber diese Spannungsvergrößerung wird um so geringer ausfallen, je größer die Wassermenge ist, je mehr Wärme die letztere also für sich zu der Tem-

peraturerhöhung gebraucht, welche mit jeder Spannungsvergrößerung verbunden ist. Man kann diese regulirende Wirkung einer großen Wassermasse des Kessels in gewissem Sinne vergleichen mit dem Einflusse einer großen Schwungmasse, welche bei überschüssiger Triebkraft ebenfalls einen beträchtlichen Theil der letztern zu ihrer eigenen Beschleunigung beansprucht, um bei überschüssigem Widerstande die aufgespeicherte Arbeit wieder zur Unterstützung des Betriebes herzugeben. Es folgt daher die Regel, daß man Dampfkessel mit großem Wassergehalt in allen solchen Fällen anwenden soll, in welchen der Dampfverbrauch ein sehr veränderlicher ist. Solche Verhältnisse liegen insbesondere in Brennereien und chemischen Fabriken vor, wo man sogenannten offenen Dampf zum Kochen oder Erwärmen von Flüssigkeiten zeitweise in großen Mengen gebraucht. Auch die großen, mit Stillstandspausen arbeitenden Wasserhaltungsmaschinen, welche oft in der Minute nur wenige Spiele machen, veranlassen eine sehr schwankende Dampfentnahme. Daß man in solchen Fällen eines sehr veränderlichen Dampfverbrauchs eine Regulirung durch einen großen Dampfraum nicht erreichen kann, wie dies irrthümlicher Weise wohl zuweilen angenommen wird, dürfte nach den vorstehenden Bemerkungen sich von selbst ergeben, da jeder Cubikmeter Dampfraum nur eine sehr geringe Wärmemenge in sich enthält.

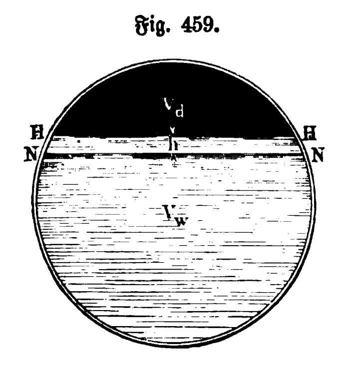
Die vortheilhafte Wirkung eines großen Dampfraumes hat man nicht in einer Regulirung der Spannungen, sondern vielmehr darin zu suchen, daß dadurch eine Trennung des gebildeten Dampfes von dem mechanisch mitgerissenen Wasser befördert wird. Je größer der Dampfraum ist und je entfernter namentlich die Oeffnung des Dampfabführungsrohres von dem Wasserspiegel angebracht wird, desto trockener wird der Dampf sein, welchen der Kessel liefert. Mit Rücksicht hierauf pflegt man denn nicht nur dem Dampfraume eine bestimmte Größe von etwa $\frac{1}{3}$ des ganzen Kesselraumes zu geben, sondern man ordnet meist auch einen besondern Dampfdom an, einen kleinen verticalen Cylinder, welcher nicht sowohl den Zweck einer Vergrößerung des Dampfraumes hat, als vielmehr die Gelegenheit bieten soll, den Dampf von einer vom Wasserspiegel möglichst entfernten Stelle entnehmen zu können.

Dem oben angegebenen Vortheile der regulirenden Wirksamkeit eines großen Wasserraumes steht in gewissen Fällen ein nachtheiliger Einfluß desselben gegenüber, welcher zu Wärmeverlusten Veranlassung geben kann. Wenn nämlich ein Kessel nur zeitweise in Gebrauch genommen wird und seine Betriebszeiten durch Stillstandspausen unterbrochen sind, welche so lange andauern, daß der Kessel ganz erkaltet, so geht die bei jedesmaligem Anfeuern in dem Wasser aufzuspeichernde Wärmemenge verloren, so daß es in solchen Fällen nicht gerathen erscheint, dem Kessel einen großen Wassergehalt zu geben. In welcher Weise die Construction der Kessel gewählt werden

kann, um bei einer gewissen Heizfläche einen großen oder kleinen Wasserraum zu erhalten, wird sich in der Folge ergeben.

Ein Umstand kommt bei der Feststellung des Verhältnisses von Dampf- und Wasserraum noch besonders in Betracht, das ist nämlich die Größe des Wasserspiegels, welche bei den Cylinderkesseln von der Höhe dieses Wasserspiegels abhängt. Es möge etwa durch Fig. 459 der Querschnitt durch einen gewöhnlichen cylindrischen Kessel dargestellt sein, in welchem der niedrigste Wasserstand durch die Horizontale *NN* festgestellt sein soll. Weder die Speisung der Dampfkessel mit frischem Wasser noch die Entnahme des Dampfes kann beim Betriebe mit solcher Regelmäßigkeit vorgenommen werden, daß der Wasserspiegel immer in derselben Höhe verbleibt, es wird derselbe vielmehr in allen Kesseln einem gewissen Schwanken oft um mehrere Centimeter unterworfen sein. Fast immer geschieht die Speisung des Kessels überhaupt nicht ununterbrochen, sondern von Zeit zu Zeit, so daß schon hierdurch ein Schwanken des Wasserspiegels hervorgerufen wird. Nimmt man an, daß für diese Schwankungen eine gewisse Höhe h zwischen dem niedrigsten Wasserspiegel *NN* und dem höchsten *HH* zugelassen werden soll, so ist die Wassermenge zwischen diesen Wasserspiegeln durch

Fig. 459.



$$W_s = Fh$$

ausgedrückt, wenn F die mittlere Größe des Wasserspiegels zwischen *NN* und *HH* bedeutet. Es ist klar, daß die Schwankungen des Wasserspiegels und die periodischen Speisungen um so häufiger erfolgen, je kleiner die Fläche F ist. Aus diesem Grunde pflegt man den Wasserspiegel in Cylinderkesseln in der Regel nur wenig über der Kesselmitte anzuordnen, um in Folge der größern Ausdehnung des Wasserspiegels die Schwankungen desselben nach Möglichkeit einzuschränken. Es ist übrigens klar, daß durch die Einführung des Speisewassers in den Kessel die Dampfspannung etwas vermindert wird, da das Speisewasser immer eine beträchtlich geringere Temperatur hat als im Kessel vorhanden ist. Wenn daher die Entnahme von Dampf aus einem Dampfkessel zeitweise veränderlich ist, so wird man so viel als möglich die Speisung in den Perioden des geringsten Dampfverbrauchs vornehmen, in welchem Falle die von dem neu eintretenden Wasser gebundene Wärme einer übermäßigen Steigerung der Dampfspannung entgegenwirkt, so daß hierdurch auch in gewissem Sinne eine Regulirung möglich ist und zwar in um so höherm Grade,

je größer der sogenannte Speiseraum, d. i. der zwischen dem höchsten und dem niedrigsten Wasserspiegel enthaltene Inhalt des Kessels ist.

§. 258. **Kesselformen.** Was die Form angeht, welche den Dampfkesseln zu geben ist, so ließ man sich bei den ersten Dampfkesseln dabei durch die Rücksicht auf möglichst gute Uebertragung der Wärme von der Kesselwand an das Wasser leiten, und es entstanden mit Rücksicht hierauf die von Watt für seine Dampfmaschinen gebrauchten kofferförmigen Kessel mit einwärts gebogenen Böden und Seitenwandungen. Von dieser Form, welche nur für sehr geringe Dampfspannungen genügende Widerstandsfähigkeit gab, ist man jetzt gänzlich zurückgekommen, indem man in Folge der hohen Spannungen, mit denen heute gearbeitet wird, genöthigt ist, die Rücksicht auf möglichste Widerstandsfähigkeit des Kessels obenan zu stellen. Deswegen kommt bei allen Kesselconstructionen in der Hauptsache die cylindrische Form als diejenige zur Anwendung, welche die größte Widerstandsfähigkeit mit der Eigenschaft leichter Darstellbarkeit vereinigt. Ganz besonders sucht man

Fig. 460.

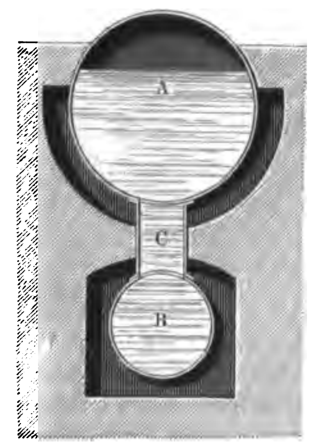


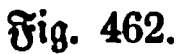


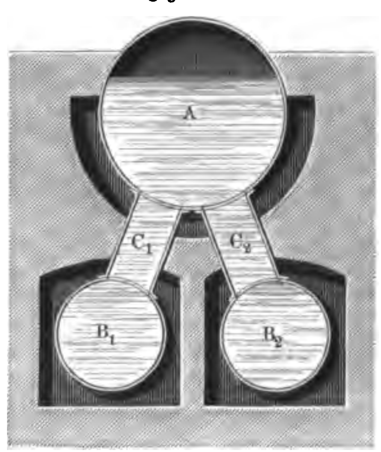
ebene Wandflächen so viel wie möglich zu vermeiden, weshalb man z. B. die Endflächen oder Böden der Cylinder nach Kugelsegmenten wölbt, wodurch man eine günstigere Beanspruchung derselben auf Zug erlangt. Bei der Verwendung gußeiserner Böden ordnet man dieselben wohl auch so an, daß ihre convexe Wölbung ins Innere der Kessel gerichtet ist, um in Folge des Dampfdrucks vornehmlich eine Beanspruchung derselben auf Druck zu erzielen, gegen welchen dem Gußeisen größere Widerstandsfähigkeit zukommt als gegen Zug. Aus diesem Grunde sind denn auch die geradwandigen Kammerkessel, wie sie früher auf Schiffen fast allgemein angewandt worden, mehr und mehr außer Gebrauch gekommen, und man beschränkt sich mit der Anwendung ebener Kesselwandungen auf die unumgänglich nöthigen Fälle, wie sie z. B. für die Feuerbüchsen der Locomotivkessel vorliegen.

Die einfachste Form zeigt der Cylinder- oder Walzenkessel, Fig. 460, bestehend aus dem einfachen, an den Enden durch gewölbte Böden B geschlossenen Blechcylinder C, welcher bei D mit einem Dampfdome versehen ist, und von dessen Mantelfläche etwa die untere Hälfte den Feuerungsgasen ausgesetzt ist. Bedeutet d den Durchmesser und l die Länge dieses Kessels, so kann man daher die vom Feuer berührte Fläche desselben zu etwa $\frac{\pi d l}{2}$ annehmen. Diese Kesselform bedingt für eine einigermaßen große Heizfläche einen beträchtlichen Raum, was in vielen Fällen als ein Nachtheil angesehen werden muß. Der große Dampfraum dagegen ist ein Vorzug und der bedeutende Wasserraum gleichfalls in solchen Fällen, wo ein andauernder Betrieb mit veränderlichem Dampfverbrauch obwaltet. Da es nicht rathsam ist, den Durchmesser d sehr groß zu nehmen, indem ein großer Durchmesser auch große Blechdicken erfordert (s. weiter unten), und da auch eine übermäßige

Fig. 461.




Fig. 462.



Länge mancherlei Uebelstände mit sich führt, so ist die Größe der Heizfläche solcher Kessel eine ziemlich beschränkte. Nimmt man z. B. für d einen Durchmesser von höchstens 1,6 m und eine Länge von 12 m an, so kann man damit eine Heizfläche von etwa $\frac{3,14 \,.\, 1,6 \,.\, 12}{2} = 30,14$ oder rund 30 qm erreichen. Um nun größere Heizflächen zu erlangen, verbindet man mehrere Cylinder mit einander zu einem Kessel und zwar kann dies hauptsächlich in zweifacher Weise geschehen. Man kann mit dem cylindrischen Kessel A, Fig. 461, einen zweiten solchen B durch Verbindungsröhren C vereinigen, und wenn man diesen Unterkessel B ringsum den Heizgasen aussetzt, so gewinnt man nahezu die ganze Oberfläche dieses Unterkessels als Heizfläche.

Anstatt eines solchen Unterkessels, welcher auch wohl als Sieder oder Vorwärmer bezeichnet wird, kann man in ähnlicher Art zwei (Fig. 462, a. v. S.) oder noch mehrere Cylinder B_1, B_2 mit A durch C_1, C_2 vereinigen. Man kann aber andererseits im Innern des Kessels A auch ein cylindrisches Rohr B, Fig. 463, oder zwei solche, B_1, B_2 (Fig. 464), anordnen und indem man diese Röhren als Flammröhren benutzt, durch welche die Heizgase geführt werden, erhält man die ganze Oberfläche dieser Flammröhren gleichfalls als Heizfläche. Man erkennt sogleich, daß die Siederohrkessel, Fig. 461 und Fig. 462, sich durch einen großen Wassergehalt auszeichnen, während in den Flammrohrkesseln, Fig. 463 und Fig. 464, der Wassergehalt um die durch die Röhren verdrängte Wassermenge geringer ausfällt als beim einfachen Cylinderkessel, und es gelten daher für diese beiden Kesselconstructionen die im vorigen Paragraphen über den Einfluß des Wasserraumes gemachten Bemerkungen. Es steht natürlich nichts im Wege, Kessel gleichzeitig mit Flammröhren und

Fig. 463.

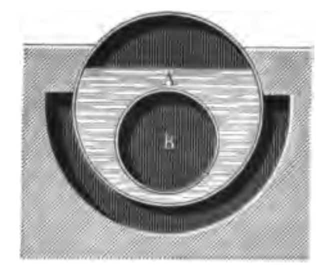
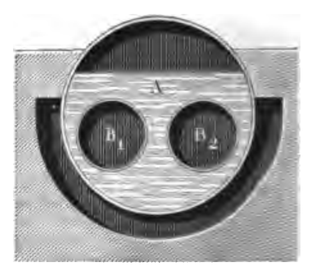


Fig. 464.



Siedern zu versehen. Auch muß bemerkt werden, daß die Flammröhren entweder nur als Feuerzüge oder Canäle zur Durchführung der Heizgase dienen oder auch zur Aufnahme der Feuerung selbst eingerichtet werden können, in welchem letztern Falle sie natürlich die hierzu erforderliche Weite (s. Feuerungen) erhalten müssen.

Die Flammröhren werden durch den Dampf auf Zusammendrücken in Anspruch genommen, während die Sieder wie die Oberkessel gegen Zerreißen widerstehen müssen. Außerdem muß man bemerken, daß die Flammröhren durch den Auftrieb des Wassers nach oben gedrückt werden, welcher Auftrieb in den meisten Fällen das Eigengewicht dieser Röhren übersteigt, wie folgende Rechnung ergiebt. Ist d der Durchmesser eines Flammrohres und δ die Blechstärke, so hat man unter Annahme eines specifischen Gewichts des Schmiedeisens gleich 7,5 für jeden laufenden Meter Flammrohr das Eigengewicht $\pi d \delta \,.\, 7500$ und den Auftrieb $\frac{\pi d^2}{4} \cdot 1000$ kg. Durch Gleichsetzen

beider Werthe erhält man $d = 30\,\delta$ als denjenigen Durchmesser, bei welchem das Feuerrohr wie ein Schwimmer wirkt. Dieser Durchmesser ergiebt sich daher für Bleche von 8 und 10 mm zu $d = 0{,}240$ m bezw. 0,3 m.

Den Flammröhren hat man einen solchen Durchmesser zu geben, daß ihr lichter Querschnitt die zur Durchführung der Heizgase erforderliche Größe hat. Wenn diese Größe mit f bezeichnet wird, so hat man bei Anwendung von einem Flammrohr den Durchmesser d desselben:

$$d = \sqrt{\frac{4f}{\pi}} = 1{,}13\,\sqrt{f}$$

und den Umfang desselben:

$$\pi d = \pi\sqrt{\frac{4f}{\pi}} = \sqrt{4\,\pi f} = 3{,}54\,\sqrt{f};$$

daher ist die durch dieses Rohr dargebotene Heizfläche:

$$H = \pi d l = l\,\sqrt{4\,\pi f} = 3{,}54\,l\,\sqrt{f}.$$

Denkt man sich jedoch dieselbe Querschnittsfläche f durch n Röhren von gleichem Durchmesser erreicht, von welchen jede Röhre den Querschnitt $\frac{f}{n}$, also den Durchmesser:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4f}{\pi n}} = 1{,}13\,\sqrt{\frac{f}{n}}$$

erhält, so ermittelt sich die durch diese n Röhren dargebotene Heizfläche zu

$$H_1 = n\pi d_1 l = l\,\sqrt{4\,\pi f n} = H\,\sqrt{n}.$$

Dadurch also, daß man statt eines Flammrohres eine größere Anzahl n anordnet, welche denselben Durchgangsquerschnitt für die Gase darbieten, erreicht man in diesen Röhren die $\sqrt{n}$ fache Heizfläche des einzelnen Rohres. Hierauf beruht die Construction der sogenannten Röhrenkessel, bei welchen das Innere des cylindrischen Kessels durch eine große Anzahl enger Flammröhren durchsetzt wird und als deren Hauptrepräsentat der Locomotivkessel, Fig. 465 (a. f. S.), angesehen werden kann, von welchem in Thl. III, 2, besonders gehandelt wird. Es mag hier nur so viel bemerkt werden, daß die in der Feuerung B erzeugten Verbrennungsproducte hierbei nur einmal mittelst der in großer Anzahl vorhandenen Flammröhren durch den Wasserraum des Kessels hindurchgeführt werden, um durch den Schornstein E zu entweichen.

In dieser Art sind meistens auch die Kessel für transportable Dampfmaschinen oder Locomobilen ausgeführt und es steht natürlich auch nichts im Wege, für stationäre Maschinen Röhrenkessel anzuwenden.

In der That ist in der neuern Zeit eine größere Anzahl verschiedener Kesselconstructionen zur Verwendung gekommen, in denen von solchen Röhrenbündeln Gebrauch gemacht ist, um eine große Heizfläche in einem beschränkten

Fig. 465.

Raume zu beschaffen. Hierbei werden in der Regel außer dem Bündel enger Röhren gleichzeitig weite Flammröhren nach Art der Fig. 463 u. Fig. 464

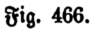
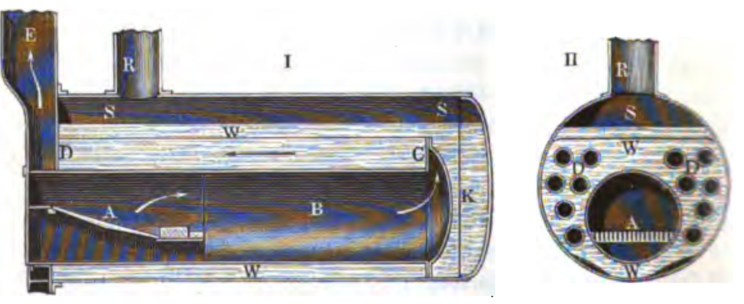


Fig. 466.



angewendet, derart, daß die Feuergase einen doppelten Weg durch den Kessel nehmen, wie dies z. B. bei dem Locomobilkessel, Fig. 466, der Fall ist, wo

die in der Feuerung *A* entwickelten Verbrennungsproducte das weite Feuerrohr *B* durchziehen, um in der Wendekammer *C* umzukehren und durch eine größere Anzahl enger Flammröhren *D* nach dem Schornstein *E* geführt zu werden. Nach denselben Grundsätzen werden auch alle neueren Schiffskessel construirt, worüber in Thl. III, 2, das Nähere angegeben ist. Einige Kessel dieser Gattung für feststehende Dampfmaschinen, welche hier hauptsächlich in Betracht kommen, sollen weiter unten angeführt werden. Zu dem unter Umständen großen Vortheile der Röhrenkessel, in verhältnißmäßig kleinem Raume bedeutende Heizflächen zu ermöglichen, gesellt sich der Nachtheil, an welchem fast alle diese Kessel leiden, daß die Röhren im Innern des Kessels sehr bald mit Schlamm oder Kesselstein bedeckt sind, wovon sie entweder gar nicht oder nur unvollkommen und mit großen Beschwerden gereinigt werden können. Solche Ablagerungen sind natürlich in hohem Grade geeignet, nicht nur die Wirkungsfähigkeit des Kessels, sondern auch dessen Dauer wesentlich zu beeinträchtigen. Es ersieht sich ferner, daß Röhrenkessel einen nur geringen Wasserraum haben, vorausgesetzt, daß sie nicht mit weiten, mit Wasser gefüllten Siedern verbunden sind, und daß dieselben sich daher nicht wohl für sehr veränderlichen Dampfverbrauch eignen. Auch der Dampfraum pflegt bei diesen Kesseln meist nur klein zu sein, und da die Flammröhren ein sehr lebhaftes Sieden des Wassers bewirken, so ist der entnommene Dampf in der Regel sehr feucht, wenn nicht besondere Mittel angewendet werden, den Dampf zu trocknen, d. h. von dem beigemengten Wasser zu befreien. Für einen häufig unterbrochenen Betrieb, für welchen ein schnelles Anheizen wünschenswerth ist, eignen sich dagegen die Röhrenkessel am besten, und für locomobile Dampfmaschinen ist der Röhrenkessel wegen seiner gedrängten Anordnung die einzig brauchbare Construction.

Man hat in der neuern Zeit vielfach Dampfkessel ausgeführt, bei welchen eine große Heizfläche in einem kleinen Raume ebenfalls durch Anwendung enger Röhren erreicht wird, nur sind diese Röhren nicht von den Verbrennungsgasen durchzogene Flammröhren, sondern mit Wasser gefüllte Sieceröhren. Diese Kessel bestehen im Wesentlichen aus einer Menge von parallel neben einander liegenden Röhren von 0,1 bis 0,2 m im Durchmesser, welche ganz mit Wasser gefüllt in dem Ofen so gelagert sind, daß sie ringsum von den Feuergasen umspült werden. Solche Kessel, von denen einige der gebräuchlichsten Formen unten angeführt werden sollen, verbinden mit dem Vortheile aller Röhrenkessel, in beschränktem Raume große Heizflächen beschaffen zu können, bei geeigneter Construction noch denjenigen, eine verhältnißmäßig bequeme Reinigung von Kesselstein zuzulassen. Der kleine Durchmesser der von innen gepreßten Röhren macht geringe Wandstärken derselben zulässig und beschränkt wesentlich die Gefahr einer Explosion, weshalb man diese Kessel auch wohl als unexplodirbare oder als Sicherheits-

kessel bezeichnet. Ein besonders wichtiger Umstand ist noch bei diesen Kesseln bemerkenswerth, der nämlich, daß dieselben in der Regel aus einer Anzahl (4 bis 6) einzelner Glieder oder Sectionen von Röhren zusammengesetzt sind, so daß man einzelne Glieder im Falle von Reparaturbedürftigkeiten derselben ausschalten kann, ohne den Betrieb gänzlich zu unterbrechen, und andererseits jederzeit leicht eine Vergrößerung des Kessels durch Hinzufügung von ein oder mehreren neuen Gliedern vornehmen kann.

Auch diese Kessel haben im Allgemeinen einen geringen Wasserraum und Dampfraum, und daher gilt in dieser Hinsicht das vorstehend über die Kessel mit vielen Flammröhren Gesagte.

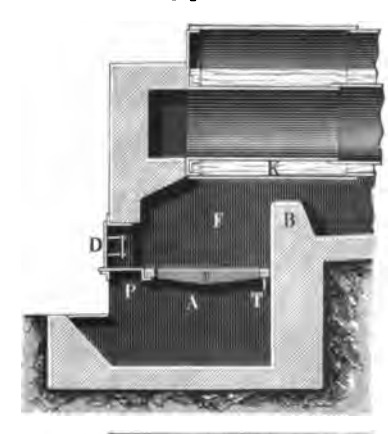
Während die bisher besprochenen Kessel sämmtlich eine ganz oder nahezu horizontale Axenlage haben, so hat man unter Umständen auch verticale Kessel ausgeführt. Eine solche Aufstellung wählt man meist nur in den Fällen, wo es an hinreichender Grundfläche zur Aufstellung liegender Kessel mangelt, oder wo die Aufstellung liegender Kessel für den Betrieb hinderlich sein würde, wie dies z. B. in Walzwerken der Fall sein kann, deren Kessel durch die abziehenden Gase der Puddel- und Schweißöfen geheizt werden und daher in deren Nähe aufgestellt werden müssen.

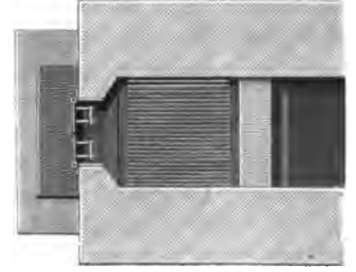
Es giebt im Allgemeinen eine große Anzahl verschiedener Kesselconstructionen, doch sind im Vorstehenden die wesentlichen Grundsätze angegeben, nach denen die Anordnung getroffen wird. Bevor eine nähere Angabe der hauptsächlichsten Kesselanlagen gegeben werden kann, handelt es sich zunächst um die Besprechung der Feuerungsanlagen.

§. 259. **Die Feuerung.** Die Entwickelung der für den Dampfkessel nöthigen Wärme geschieht durch die Verbrennung des Brennmaterials auf dem Roste innerhalb des Feuerraumes oder der Feuerung. Der Rost ist im Wesentlichen eine mit schlitzförmigen Durchbrechungen oder Spalten versehene horizontale oder geneigte ebene Fläche, auf welcher das Brennmaterial in gewisser Dicke ausgebreitet zur Verbrennung gelangt, indem ihm durch die Spalten von unten atmosphärische Luft zugeführt wird. Der gewöhnliche, ganz oder nahezu horizontale Rost, der sogenannte Planrost, Fig. 467, besteht aus einzelnen Roststäben r, wie solche in Fig. 468 und Fig. 469 (a. S. 854) besonders dargestellt sind, welche, lose neben einander geschoben, vorn auf der Feuerplatte P und hinten auf dem Rostträger T aufruhen. Die Verstärkungen der Roststäbe an den Enden und in der Mitte sichern dabei zwischen den Stäben die richtige Weite der Spalten, durch welche die zur Verbrennung nöthige Luft aus dem darunter befindlichen Aschenfall A zu dem Brennmateriale gelangen kann, das in möglichst gleichförmiger Dicke über die ganze Rostfläche ausgebreitet wird. Der Feuerraum ist ringsum von Mauerwerk umschlossen, welches vorn die Feuerthür D zur Bedienung

des Feuers aufnimmt und hinten über der Feuerbrücke *B* eine Oeffnung, das Flammloch enthält, durch welche die Verbrennungsgase hindurchtreten, um an dem Kessel entlang geführt zu werden. Wenn, wie in der Figur, der Kessel *K* direct über der Feuerung gelagert ist, so nennt man die letztere eine Unterfeuerung, während bei einer Vorfeuerung, wie solche namentlich bei Flammrohrkesseln gebräuchlich ist, Fig. 470 (a. f. S.), der Verbrennungsraum durch ein aus feuerfestem Material gebildetes Gewölbe *G* überdeckt ist, welches sich an die vordere Stirnwand des Kessels anschließt, um die Verbrennungsproducte in die Flammröhren hinein zu führen.

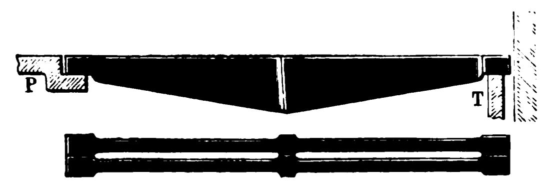
Fig. 467.





Bei manchen Kesseln mit Flammrohr verlegt man auch die Feuerung in das letztere als Innenfeuerung, Fig. 471 (a. f. S.), indem man unmittelbar hinter dem Roste aus Chamottesteinen die Feuerbrücke *B* aufführt. Bei jeder Feuerung kommt es wesentlich darauf an, eine vollständige Verbrennung des Kohlenstoffs zu Kohlensäure zu erzielen, da eine

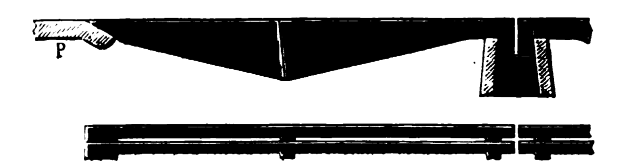
Fig. 468.



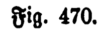
unvollständige Verbrennung zu Kohlenoxydgas nach §. 251 mit wesentlichen Wärmeverlusten verbunden ist, insofern 1 kg Kohle in diesem Falle nur etwa 2470 Wärmeeinheiten gegen circa 8000 Calorien bei vollständiger

Verbrennung erzeugt. Zu einer vollständigen Verbrennung gehört aber nicht nur eine hinreichende Menge atmosphärischer Luft, sondern es muß

Fig. 469.



auch die zu dieser Verbrennung erforderliche hohe Temperatur an der Verbrennungsstelle herrschen. Diese Bedingungen werden zunächst bei allen Feuerungen da erfüllt sein, wo das frisch aufgebrachte Brennmaterial in directe Berührung mit dem glühenden kommt, und es entwickelt sich an dieser Stelle daher neben Kohlenwasserstoffen die Kohlensäure. Indem letztere aber bei dem Emportreten eine Schicht Kohle durchdringt, verwandelt sie sich durch Aufnahme von Kohlenstoff theilweise in Kohlenoxydgas, und es muß daher eine große Vergeudung an Wärme stattfinden, wenn dieses Kohlenoxydgas als solches entweichen kann. Letzteres ist aber zu befürchten, wenn in dem eigentlichen Verbrennungsraume *F* die zur Verbrennung nöthige Luft mangelt, und wenn daselbst nicht eine genügend hohe Temperatur obwaltet. Es wird daher vor allen Dingen darauf ankommen, im Feuerraume *F* selbst eine möglichst hohe Temperatur zu erhalten, was nur


Fig. 470.

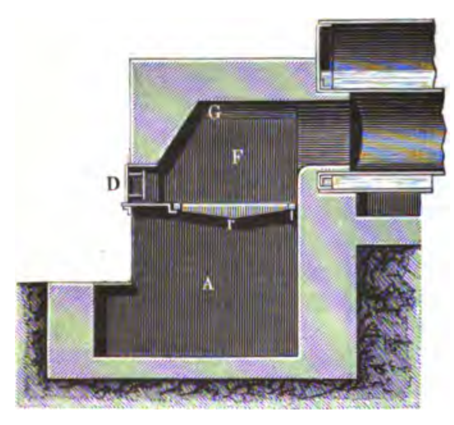
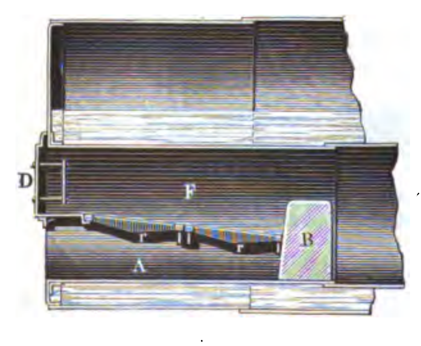


Fig. 471.



dadurch erzielt werden kann, daß dieser Raum von schlechten Wärmeleitern umgeben ist. Von diesem Gesichtspunkte aus muß die Vorfeuerung, Fig. 470, vortheilhafter erscheinen als die Unterfeuerung, Fig. 467, und am unvortheilhaftesten die Innenfeuerung, Fig. 471, weil bei dieser durch die Kesselwände den Feuergasen schon während ihrer Entstehung sehr viel Wärme entzogen wird. Wenn man trotzdem Unterfeuerungen anwendet, so erscheint es dabei geboten, den Rost so weit von dem Kessel entfernt zu halten, daß die aufsteigenden Gase bereits vollständig verbrannt sind, ehe sie gegen die Kesselwandung stoßen. Man sollte diese Entfernung niemals kleiner als etwa 0,6 m wählen. Dies ist bei Unterfeuerungen immer möglich, dagegen bei Innenfeuerungen nicht erreichbar, da sonst das Flammrohr einen viel zu großen Durchmesser annehmen würde. Man pflegt deshalb wohl bei diesen letzteren Feuerungen dem Roste eine beträchtliche Neigung nach hinten zu geben, um den Abstand von dem Scheitel des Rohres thunlichst groß zu erhalten, doch werden dadurch die principiell mit dieser Feuerung verbundenen Nachtheile nur gemildert und nicht gehoben. Wenn die Innenfeuerungen der Locomotiven, trotzdem sie ringsum von der Kesselwand umgeben sind, dennoch gute Resultate geben, so dürfte dies seinen Grund in dem vorzüglichen Zuge dieser Kessel haben, welcher bewirkt, daß schon in geringer Entfernung vom Roste eine vollständige Verbrennung stattgefunden hat.

Wenn dagegen die von dem Roste aufsteigenden, noch nicht vollständig verbrannten, d. h. noch Kohlenoxyd und Kohlenwasserstoff enthaltenden Gase in dem Feuerraume nicht die genügend hohe Temperatur vorfinden, so entweicht das Kohlenoxydgas als solches, während von dem Kohlenwasserstoff nur der leichter verbrennbare Wasserstoff verbrennt, der Kohlenstoff dagegen in Form eines feinen schwarzen Staubes, d. h. als Ruß entweicht. Diese Rußbildung bemerkt man bei der Verbrennung backender, d. h. wasserstoffhaltiger Kohlen jedesmal unmittelbar nach der Beschickung mit frischen Kohlen, während welcher durch das Oeffnen der Feuerthür eine beträchtliche Abkühlung im Feuerraume eingetreten ist. Der Hauptverlust besteht aber keineswegs in den sichtbaren Ruß- oder Kohlentheilchen, welche unverbrannt im Rauche entweichen, sondern ein viel größerer Wärmeverlust folgt aus dem Entweichen des unsichtbaren, nicht zur Verbrennung gekommenen Kohlenoxydgases. Man kann annehmen, daß der Verlust durch Rußtheile auch bei stark backenden Kohlen höchstens auf 2 Proc. sich belaufen kann, wie dies auch aus dem verhältnißmäßig geringen Gehalte an Kohlenwasserstoffen erklärlich ist, denen der Ruß nach dem Vorstehenden seine Entstehung verdankt. Daß übrigens eine vollständige Verbrennung bei ungenügender Temperatur nicht stattfindet, lehren die Analysen der Schornsteingase, welche in solchen Fällen neben Sauerstoff noch Kohlenoxydgas nachweisen.

Damit eine vollständige Verbrennung eintreten könne, genügt es nicht, gerade diejenige Menge atmosphärischer Luft in den Feuerraum zu führen, welche theoretisch zur Verbrennung des Materials erforderlich ist, und welche aus der chemischen Zusammensetzung desselben in der in §. 253 angegebenen Art ermittelt wird. Da nämlich wegen der Verwendung des Brennmaterials in mehr oder minder großen Stücken immer ein beträchtlicher Theil des mit der Luft zugeführten Sauerstoffs sich der Einwirkung auf das Brennmaterial entzieht, so muß man bei allen Rostfeuerungen auf die Zuführung einer Luftmenge rechnen, welche $1\frac{1}{2}$- bis 2mal so groß ist als die theoretische. Hiermit ist natürlich ein Verlust an Wärme verbunden, welcher um so größer ausfällt, je bedeutender der Luftüberschuß ist, weil derselbe in der Feuerung sich erwärmt und bei seinem Entweichen durch den Schornstein eine entsprechende Wärmemenge entführt, doch ist dieser Verlust bei den Rostfeuerungen nicht zu vermeiden und immer noch viel kleiner als derjenige, welcher bei ungenügender Luftzuführung als die Folge einer unvollständigen Verbrennung sich einstellen würde. Da bei der Verbrennung von Gasen eine solche überschüssige Luftzuführung nicht nöthig ist, indem dieselben zu ihrer vollständigen Verbrennung gerade nur die theoretisch erforderliche Luftmenge bedürfen, so liegt hierin ein Vortheil der Gasfeuerungen gegenüber den gewöhnlichen Rostfeuerungen (s. weiter unten).

Um die genügende Luft der Feuerung zuzuführen, hat man die lichten Zwischenräume zwischen den Roststäben, die sogenannte freie Rostfläche im Gegensatze zu der totalen, entsprechend groß zu machen. Würde es sich bloß um die Zuführung der Luft handeln, so wäre man in der Weite dieser Zwischenräume nicht beschränkt, mit Rücksicht aber auf die geringe Größe der Kohlenstückchen darf die Weite nicht so groß sein, um ein Durchfallen von unverbrannten Kohlen, besonders bei mageren nicht backenden Kohlen, befürchten zu lassen. Demgemäß kann man die lichte Weite zwischen zwei Stäben nach v. Reiche etwa zu 8 mm für magere Kohlen anordnen, während man für backende Kohlen diese Zwischenräume zu 15 bis 20 mm annehmen darf.

In gleicher Weise ist die Stärke der einzelnen gußeisernen Roststäbe verschieden nach der Kohlensorte, und zwar kann man für magere Kohlen dieselbe zu 8 bis 10 mm annehmen, während backende Kohlen wegen der energischen Handhabung des Schüreisens Roststäbe von etwa 20 mm Dicke erfordern. Die Länge eines Roststabes nimmt man nicht über 0,8 m für die schwächeren und nicht über 1 m für die stärkeren an. Für die Höhe der Roststäbe giebt v. Reiche bei der Länge l die Größe:

$$h_1 = 25\,\text{mm} + 0{,}1\,l \text{ in der Mitte}$$

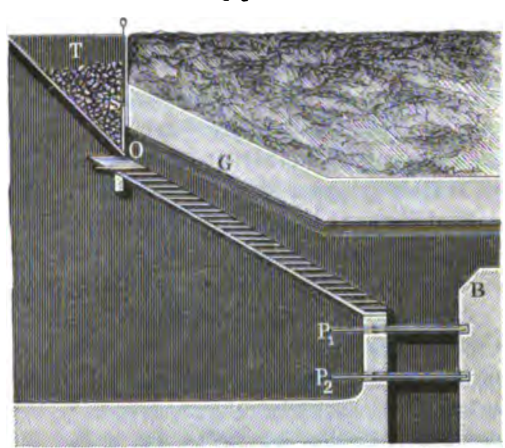
und

$$h_2 = 35\,\text{mm am Ende}$$

als passend an. Eine große Höhe des Querschnitts ist nicht bloß zur Erzielung hinreichender Festigkeit sondern auch deswegen räthlich, damit die durchströmende Luft besser angewärmt, dagegen der Roststab selbst in gewissem Grade abgekühlt und vor dem Verbrennen mehr gesichert werde. Uebrigens macht man die Roststäbe nach unten hin dünner als nach oben, damit die sich nach unten erweiternden Zwischenräume weniger leicht dem Verstopftwerden ausgesetzt sind. Die Roststäbe dehnen sich in Folge der Erwärmung beträchtlich aus, weswegen man durch freien Spielraum an den Enden dafür sorgen muß, diese Ausdehnung zu gestatten, um einem Krummwerden der Stäbe vorzubeugen.

Die Beschickung des Planrostes mit Brennmaterial geschieht periodisch nach gewissen Zeitabschnitten. Es giebt aber auch solche Feuerungsanlagen, welchen das Brennmaterial continuirlich zugeführt wird, und zwar ist diese

Fig. 472.



Art der Beschickung im Allgemeinen nur anwendbar, wenn das Brennmaterial einem Zusammenbacken nicht unterworfen ist. Hierzu dient vorzugsweise der sogenannte Treppenrost, welcher seine hauptsächliche Verwendung für Braunkohlen und Sägespäne, sowie magere Steinkohlen, überhaupt für die Verbrennung von klarem oder kleinstückigem Material findet, das durch die Spalten eines Planrostes großentheils hindurchfallen und sich der Verbrennung entziehen würde. Ein solcher Treppenrost, Fig. 472, besteht aus einer Anzahl horizontaler querliegender flacher Roststäbe, welche in einer etwa unter 30° gegen den Horizont geneigten Fläche so angeordnet sind, daß jeder Stab den darunter befindlichen theilweise überdeckt, so daß das Brennmaterial am Durchfallen verhindert ist, während die zur Verbrennung

nöthige Luft durch die Zwischenräume in horizontaler Richtung eintreten kann. Die Beschickung geschieht mit Hülfe des Fülltrichters *T*, aus welchem das klare Material durch die mittelst des Schiebers *S* regulirbare Oeffnung *O* in dem Maße niedersinkt, wie es auf dem Roste verbrennt. Zur Entfernung der Aschen und Schlacken dienen die beiden kleinen Planroste P_1 und P_2, von welchen P_1 durchbrochen, dagegen P_2 massiv, d. h. als nicht durchbrochene Platte hergestellt ist. Diese kleinen Roste sind zum Herausziehen eingerichtet, so daß man die nach dem Herausziehen des obern Rostes P_1 auf den untern gefallenen Schlacken durch Ziehen des letztern in den darunter befindlichen Raum fallen lassen kann, nachdem man zuvor den obern Schieber P_1 wieder eingeschoben hat. Die durch das Gewölbe *G* zusammengehaltene Flamme schlägt über die Feuerbrücke *B* in die Heizcanäle des davorliegenden Kessels.

Um eine möglichst vollkommene Verbrennung zu erzielen, hat man den Rostfeuerungen noch mancherlei abweichende Einrichtungen gegeben. So besteht der Langen'sche Etagenrost aus zwei oder drei verschiedenen kleinern Rosten, welche in einer ebenfalls unter 30° geneigten Fläche unter und hinter einander so angeordnet sind, daß jede dieser Rostflächen durch Vorschieben von Kohlen beschickt wird. Der Zweck dieser Einrichtung ist der, das frische Brennmaterial unter die glühenden Kohlen zu bringen, welche von der darüber gelegenen Rostfläche herabgleiten. Auf diese Weise wird eine Rauchverbrennung, d. h. eine vollständige Verbrennung der Gase angestrebt, welche aus den unten liegenden frischen Kohlen sich entwickeln, und welche zufolge der gedachten Anordnung genöthigt sind, eine Schicht glühenden Brennmaterials zu durchstreichen, wobei sie vollständig verbrennen können. So sinnreich diese Einrichtung auch genannt werden muß, so hat diese Rostconstruction doch die großen Erwartungen nicht erfüllt, welche von ihr gehegt wurden und ist nicht allgemeiner verbreitet.

Sogenannte rauchverzehrende Feuerungen sind auch sonst noch in sehr verschiedener Art angegeben worden, namentlich hat man vielfach eine Einrichtung getroffen, vermöge deren den aus dem Brennmateriale aufsteigenden Gasen noch durch besondere Zuleitungen Luft zur Verbrennung zugeführt wird, sei es in dem Feuerraume oder über oder unmittelbar hinter der Feuerbrücke. Ferner hat man diese zugeführte Verbrennungsluft vielfach zuvörderst einer Erhitzung ausgesetzt, dadurch meistens, daß man diese Luft nöthigte, vor ihrem Eintritte in die Feuerung Canäle zu passiren, welche in dem Mauerwerke der Feuerung ausgespart waren. Der Erfolg aller dieser Mittel ist aber doch in den meisten Fällen nur ein geringer und oft zweifelhafter gewesen, so daß man davon vielfach ganz zurückgekommen ist. Am besten hat sich noch die Fairbairn'sche Einrichtung einer Doppelfeuerung bewährt, bestehend aus zwei neben oder unter einander angeordneten be-

sonderen Rosten, welche abwechselnd beschickt werden, so daß die nach der Beschickung der einen Feuerung sich bildenden unvollständig verbrannten Gase beim Zusammentreffen mit den heißen Verbrennungsproducten der andern in Gluth befindlichen Feuerung Gelegenheit zur vollständigen Verbrennung finden.

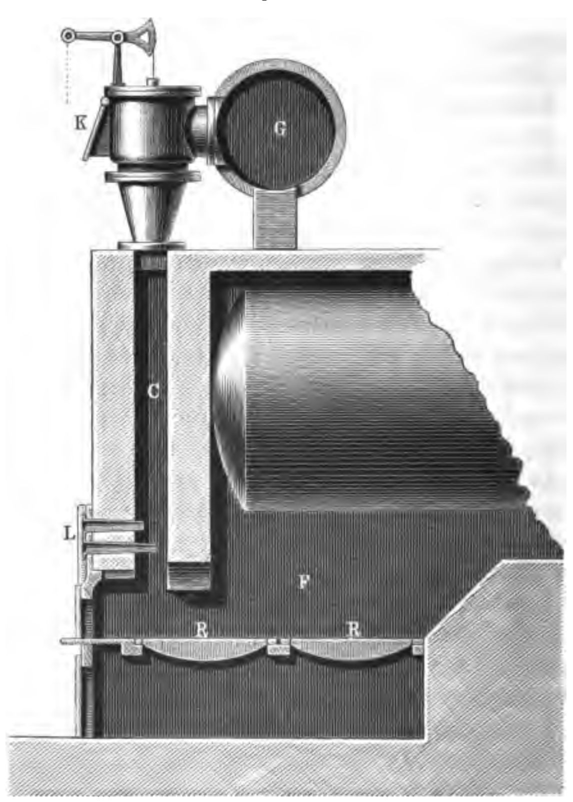
Gasfeuerung. Obwohl jede Verbrennung ihrem Wesen nach eine solche von Gasen ist, so spricht man doch von Gasfeuerungen und versteht darunter solche, bei denen die eigentliche Verbrennung der Gase an einer andern Stelle stattfindet als die Erzeugung derselben, während bei der Rostfeuerung diese beiden Vorgänge der Erzeugung und Verbrennung in demselben Raume über dem Roste stattfinden. Bei den Gasfeuerungen, wie sie für Dampfkessel vorkommen, hat man zu unterscheiden, ob die Gase lediglich zu dem Zwecke der Dampfkesselfeuerung in besonderen Oefen, den Gasgeneratoren, erzeugt werden, oder ob man hierzu Gase verwendet, welche man als Nebenproducte bei anderen, meist metallurgischen Processen erhält, in welchem Falle diese Gase Gichtgase genannt werden. §. 260.

Hinsichtlich der Gichtgase hat man wiederum einen Unterschied zu machen zwischen solchen, welche, wie z. B. die Hohofengase, noch brennbare Stoffe, namentlich Kohlenoxydgas, enthalten und zwischen solchen, welche, wie z. B. die Gase von Schweiß- und Puddelöfen, größtentheils schon vollkommen verbrannt sind. Während die ersteren Gase unter den Dampfkesseln noch einer vollständigen Verbrennung ausgesetzt werden, daher ihnen auch die nöthige Verbrennungsluft zugeführt werden muß, so hat man im zweiten Falle die Gase lediglich als Heizgase anzusehen, welche nur vermöge der ihnen eigenen hohen Temperatur befähigt sind, Wärme an den Kessel abzugeben. Eine eigentliche Verbrennung findet in diesem letztern Falle unter dem Kessel nicht mehr statt, daher also auch eine besondere Feuerung und Luftzuführung nicht vorhanden ist, der Kessel vielmehr einfach in den Feuercanal eingebaut wird, welcher die Gase von den betreffenden Oefen nach dem Schornsteine führt. Derartige Einrichtungen eignen sich ganz besonders für die Puddel- und Schweißöfen in Walzwerken, sowie überhaupt in solchen Fällen, wo die von den Oefen abgehenden Gase hohe Temperaturen besitzen.

Von einer Feuerung für brennbare Gase, nämlich für die von Hohöfen abgezogenen, stellt Fig. 473 (a. f. S.) die Einrichtung vor. Das von der Hohofengicht kommende Gas gelangt aus dem Hauptleitungsrohre G unter jeden Kessel durch einen Canal C, welcher mit einer Klappe oder einem Ventil zur Regulirung versehen ist. Die Verbrennungsluft wird durch andere Canäle oder Röhren L in möglichster Vertheilung zugeführt und mischt sich mit dem Gase in dem Verbrennungsraume F, woselbst die Entzündung durch ein auf dem Roste R angebrachtes Feuer bewirkt wird. Dieser

Rost dient außerdem zur Reserve, um den Kessel bei mangelndem Gaszuflusse heizen zu können. Bei allen derartigen Gasfeuerungen ist darauf zu achten, daß bei der Entzündung des Gases Explosionen eintreten können, wenn nämlich eine größere Menge Luft, wie solche im Stillstande den Feuerraum erfüllt, mit Gas gemengt und das Gemisch dann entzündet wird. Um derartige Explosionen zu vermeiden, ist es gut, die Luft möglichst vertheilt

Fig. 473.



durch eine größere Anzahl von Mündungen austreten zu lassen und beim Beginn der Feuerung vor Zutritt des Gases auf dem Roste *R* einige Zeit hindurch ein Feuer zu unterhalten, um die in dem Feuerraume und den Heizcanälen enthaltene atmosphärische Luft zu verdrängen. Auf jeden Fall hat man zur Sicherheit an verschiedenen Stellen, besonders in den Ecken der Zuleitung, Klappen wie *K* anzubringen, welche für gewöhnlich durch ihr eigenes Gewicht geschlossen gehalten werden und sich nach außen öffnen,

sobald im Innern in Folge einer stattgefundenen Explosion eine größere Pressung auftritt.

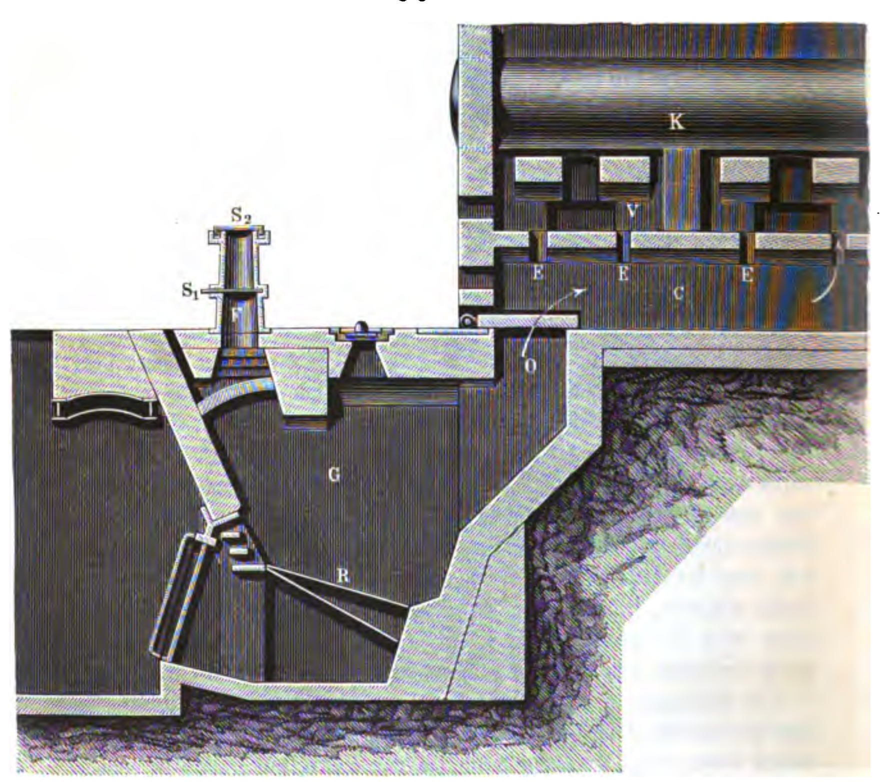
Da es bei der Verbrennung von Gasen wegen der innigen Berührung derselben mit der Verbrennungsluft zur vollständigen Verbrennung genügt, gerade nur die theoretisch erforderliche Luftmenge hinzuzuführen und eine genaue Regulirung der zuzuführenden Gas- und Luftmengen keine Schwierigkeiten darbietet, so liegt hierin ein großer Vorzug aller Gasfeuerungen im Gegensatze zu den Rostfeuerungen, bei denen, wie angegeben wurde, die zuzuführende Luftmenge $1^1/_2$- bis 2 mal so groß als die theoretisch erforderliche sein muß. In Folge dessen sind durch Gasfeuerungen höhere Temperaturen zu erzielen als durch Rostfeuerungen, da die durch die Verbrennung erzeugte Wärme sich bei den ersteren auf eine geringere Menge von Verbrennungsproducten vertheilt. Aus demselben Grunde fällt auch bei den Gasfeuerungen diejenige Wärmemenge geringer aus, welche durch die aus dem Schornsteine entweichenden Rauchgase der nutzbaren Verwendung entzogen wird. Die höhere Temperatur, welche durch Gasfeuerungen erreichbar ist, kommt wohl bei metallurgischen Schmelzprocessen, nicht aber bei Dampfkesselfeuerungen in Betracht, und wenn man doch in neuerer Zeit mehrfach bestrebt ist, auch für Dampfkessel Gasfeuerungen mittelst besonders zu dem Zwecke erzeugter Generatorgase anzuordnen, so ist man hierzu theilweise durch die Aussicht auf den verminderten Verlust durch den Schornstein, hauptsächlich aber dadurch veranlaßt, daß man zur Gasbildung auch die schlechtesten Brennmaterialien verwenden kann, welche, wie z. B. Kohlengruß, Lohe, Sägemehl rc., auf Rosten gar nicht oder nur mit großen Schwierigkeiten verbrannt werden können. Für die Gasbildung nämlich ist gerade eine unvollkommene Verbrennung, bei welcher die Kohle hauptsächlich in Kohlenoxydgas verwandelt wird, erforderlich. Man erzielt dieselbe dadurch, daß man die betreffenden Brennmaterialien in hohen Schichten auf dem Roste anordnet, so daß die an der Verbrennungsstelle sich bildende Kohlensäure beim Hindurchtreten durch die darüber befindliche Kohlenschicht sich durch Aufnahme von Kohle in Kohlenoxydgas umbilden kann.

Eine Gasfeuerung für Dampfkessel zeigt Fig. 474 (a. f. S.). Hier wird das Brennmaterial in hoher Schicht auf dem Roste R gelagert, so daß es wegen dieser hohen Lagerung durch die von unten zutretende Luft unvollkommen zu Kohlenoxydgas verbrannt wird. Durch die mittelst eines Schiebers regulirbare Oeffnung O tritt es dann in den unterhalb des Kessels K angebrachten gemauerten Canal C und durch die Schlitzöffnungen E im Gewölbe dieses Canals in den eigentlichen Verbrennungsraum V. Die Verbrennung wird hier durch den Zutritt von atmosphärischer Luft bewirkt, welche zu beiden Seiten des Canals C durch entsprechende andere Oeffnungen eintritt. Die Beschickung des Generators G geschieht durch den Füll-

trichter F, welcher, um Gasverlusten während der Beschickung vorzubeugen, mit einem Schieber S_1 und einem Deckel S_2 versehen ist. Nachdem der Raum zwischen diesen beiden Verschlußvorrichtungen S_1 und S_2 bei geschlossenem Schieber S_1 mit Brennmaterial gefüllt ist, schließt man den Deckel S_2 und öffnet den Schieber S_1, so daß ein Entweichen von Gasen nicht stattfinden kann.

Man hat bei Gasfeuerungen auch wohl von dem Princip des **Regenerators** Gebrauch gemacht, indem man die abziehenden Gase an einem

Fig. 474.



Gitter aus Steinen vorbeiführt, um ihre Wärme großentheils an dasselbe abzusetzen, und indem man diese Wärme dazu verwendet, die zur Verbrennung dienende Luft vor ihrem Eintritte in die Feuerung auf eine hohe Temperatur zu bringen. Diese von **Siemens** erfundenen **Regenerativfeuerungen** sind sehr vortheilhaft für Schmelzöfen in Glashütten und Gußstahlwerken, für Dampfkessel hingegen haben sie wenig Verwendung

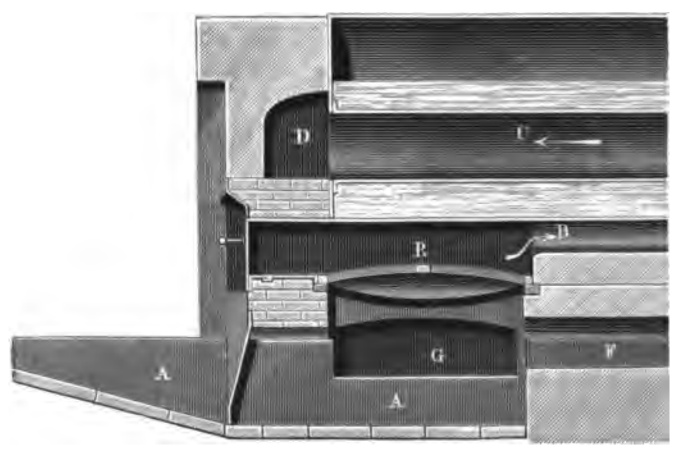
gefunden und sind für dieselben auch nicht zu empfehlen. Abgesehen nämlich von der complicirten Einrichtung solcher Feuerungen muß man bemerken, daß bei gut angeordneten Dampfkesseln die Feuergase schon durch die Berührung mit der Kesselwandung bis auf diejenige Temperatur von etwa 300° abgekühlt werden können, welche sie zur Erzeugung eines hinreichenden Zuges im Schornsteine mindestens noch haben müssen, daher eine noch weiter gehende Abkühlung gar nicht erwünscht ist.

Die Gasfeuerungen haben bis jetzt für Dampfkessel zwar noch keine ausgedehnte Anwendung gefunden, aber die Aufmerksamkeit der Ingenieure in hohem Grade erregt; die damit verbundenen Vortheile dürften groß genug sein, um diesen Feuerungen eine größere Anwendung in Zukunft voraus-zusagen.

Kesselanlagen. Aus der zahlreichen Gruppe von verschiedenen Kessel-systemen mögen im Folgenden als Beispiele einige der gangbarsten angeführt werden. §. 261.

Ein Kessel mit zwei Flammröhren und Unterfeuerung, wie er häufig angetroffen wird, ist in Fig. 475 I und II (a. f. S.) dargestellt. Die auf dem

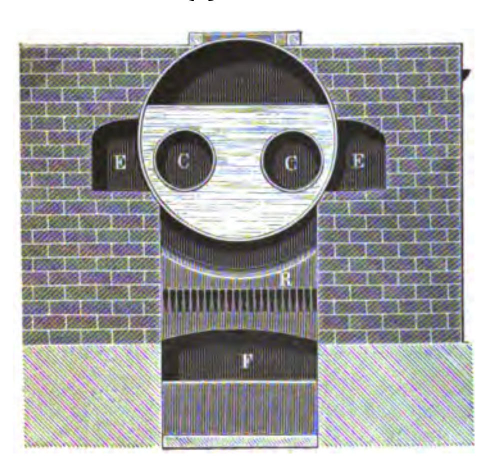
Fig. 475 I.



Roste *R* sich entwickelnde Flamme schlägt zunächst in den Canal *B* unterhalb des Kessels hinein, an dessen hinterm Ende sie aufsteigt, um durch die Flammröhren *C* nach vorn zurückzukehren und sich in dem vordern Querzuge *D* in die beiden Seitencanäle *E* zu vertheilen, welche die Rauchgase nach dem am hintern Ende des Kessels stehenden Schornsteine führen. Die Verbrennungsluft kann durch den im Kesselgemäuer ausgesparten Canal *F*

zugeführt werden, um dieselbe durch die Wärme des Mauerwerks vorzuwärmen, oder sie kann seitlich durch die Canäle *G* eingeführt werden, häufig tritt sie auch direct von vorn in den Aschenfall *A*. Wenn die Flammröhren den ersten Zug erhalten sollen, so hat man, falls die Feuerung nicht direct in den Röhren selbst angebracht werden soll, eine Vorfeuerung anzuordnen. Hiermit ist, wie schon angeführt, eine bessere Verbrennung zu erreichen, indessen werden dabei die Feuerröhren stärker angegriffen und sind auch bei etwaigem Wassermangel leichter einem Erglühen ausgesetzt. Dagegen hat die Anordnung mit Unterfeuerung wiederum den großen Nachtheil, daß der Kessel gerade an derjenigen Stelle der stärksten Erhitzung ausgesetzt ist, an welcher die hauptsächlichste Ablagerung von Kesselstein stattfindet, so daß in Folge davon leicht ein Durchbrennen der unteren Kesselbleche sich einstellt.

Fig. 475 II.



Von einem Doppelkessel, d. h. einem aus zwei Cylindern zusammengesetzten Kessel, sind durch Fig. 476 und Fig. 477 zwei verschiedene Einmauerungen angegeben.

Bei der erstern Anordnung der Fig. 476 ist die Feuerung unterhalb des Unterkessels *BB* angebracht, welcher in diesem Falle den Namen Sieder erhält. Dieser Sieder empfängt daher die stärkste Einwirkung der Flamme, welche letztere am hintern Ende aufsteigt, um den Oberkessel in dem Canale *G* nach vorn und wieder nach hinten zweimal zu umstreichen, ehe sie in den Schornstein gelangt. Vielfach wendet man statt eines Unterkessels mehrere von kleinerem Durchmesser an, um größere Oberfläche zu erzielen und geringere Blechstärken möglich zu machen. Diese Kessel sind zwar sehr verbreitet, sie haben aber den großen Uebelstand, daß gerade die Sieder, in welchen vorzugsweise die Ablagerung des Kesselsteins stattfindet, der stärksten Hitze ausgesetzt sind, in Folge dessen ist nicht nur die Gefahr eines Durchbrennens vorhanden, sondern auch die Ausnutzung der Wärme eine geringe, sobald erst eine, wenn auch nur dünne Kesselsteinschicht sich abgelagert hat.

Vortheilhafter erscheint daher die Einmauerung nach Fig. 477, wobei der Oberkessel *AB* zuerst der Feuerluft ausgesetzt ist, welche bei *K* niederfällt,

Fig. 476.

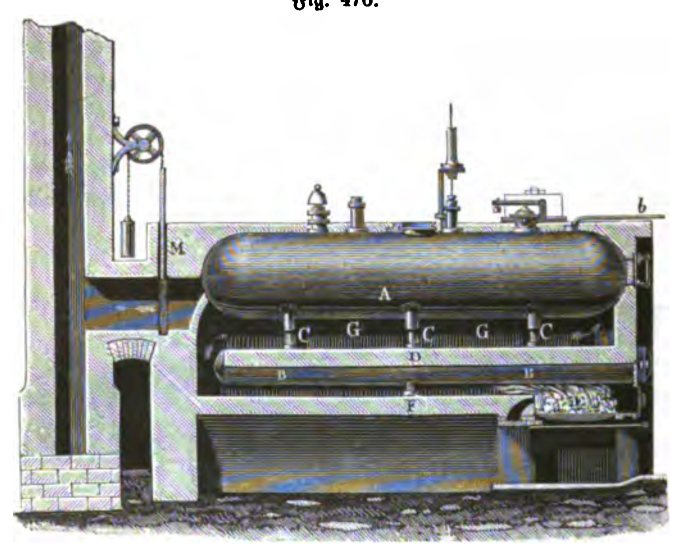
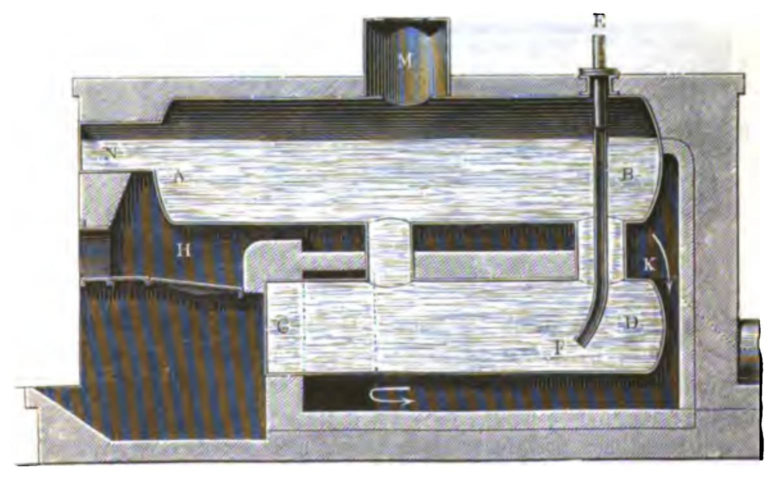


Fig. 477.

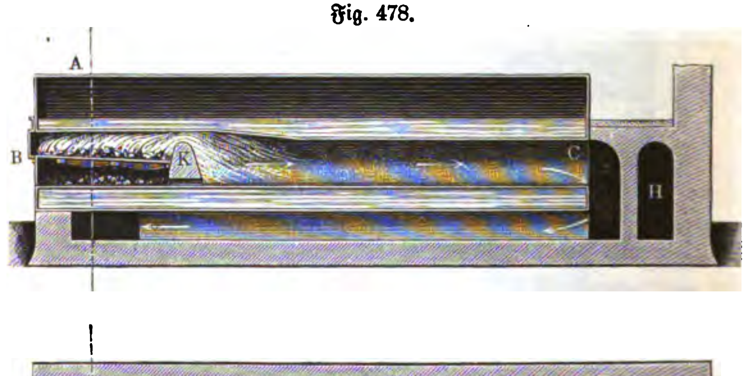


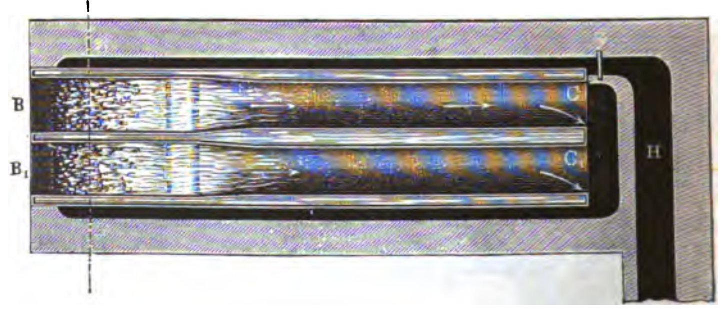
um den Unterkessel *CD* hin- und zurückgehend zweimal zu bestreichen. Hierbei wird der Unterkessel nur mäßig erwärmt, und man nennt denselben auch wohl

Vorwärmer, mit Rücksicht darauf, daß man ihm das Speisewasser durch das Rohr *EF* zuführt. Bei dieser Speisung achtet man darauf, daß das zu erwärmende Wasser den heizenden Gasen entgegengesetzt geführt wird, indem sich leicht einsehen läßt, daß überall, wo ein Fluidum durch ein anderes erwärmt werden soll, die sogenannte Gegenstromwirkung am leichtesten eine Ausgleichung der Temperaturen zur Folge hat. Man spricht in diesem Sinne daher wohl von Gegenstromkesseln.

Bei allen Doppelkesseln hat man dafür zu sorgen, daß die im Unterkessel sich bildenden Dämpfe leicht und sicher nach dem Oberkessel entweichen können, da ein Erglühen der Bleche und Durchbrennen derselben an den Stellen ein-

Fig. 478.





tritt, wo die obere Wand des Unterkessels vom Wasser durch Dampfblasen entblößt wird, welche daselbst abgefangen werden. Man hat daher immer dem Unterkessel eine entsprechende Steigung nach dem Verbindungsrohre beider Kessel zu geben, durch welches die Dämpfe emporsteigen.

Ein Kessel mit zwei in den Feuerröhren untergebrachten Feuerungen ist in Fig. 478 dargestellt. Jede der beiden Feuerröhren *BC* nimmt einen Rost auf, dessen Flamme, über die Feuerbrücke *K* schlagend, durch das Feuerrohr streicht, um vom hintern Ende aus zusammen mit den Feuergasen

des andern Rohres an der einen Seite des äußern Kesselmantels zurück und an der andern wieder nach hinten in den Fuchscanal *H* zu ziehen. Die Feuerröhren müssen, damit über den Rosten hinreichende Höhe zur Entwickelung der Flamme vorhanden ist, verhältnißmäßig große Durchmesser von 0,8 bis 0,9 m haben, weshalb dieselben beträchtliche Blechstärken erfordern, um nicht zusammengedrückt zu werden. Zur Vermehrung der Steifigkeit gegen den äußern Druck pflegt man wohl die einzelnen Schüsse der Röhren nicht durch Uebereinanderschieben, sondern nach Fig. 479 mittelst zweier Eckeisenringe oder Rohrumbiegungen zu vereinigen, so daß an jeder Vereinigungsstelle eine ringförmige Rippe entsteht.

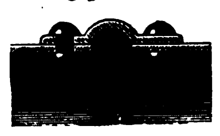
Ferner hat man bei diesen Kesseln besonders darauf zu achten, daß die Röhren stärker erwärmt werden als der äußere Kessel, welcher nur unterhalb



Fig. 479.



Fig. 480.



von den schon theilweise abgekühlten Gasen und oberhalb gar nicht geheizt wird. In Folge dessen streben sich die Feuerröhren mehr auszudehnen, als der Mantel, welcher wegen der ungleichen Erwärmung auch noch das Bestreben erhält, eine nach oben hin concave Krümmung anzunehmen. In Folge dieses Verhaltens werden die Verbindungen der Röhren mit den Stirnplatten leicht undicht, und um diese nachtheiligen Einflüsse aufzuheben oder doch herabzuziehen, werden die Rohrschüsse auch wohl nach Fig. 480 gestoßen und durch einen rinnenförmig ausgehöhlten Ring mit einander verbunden, welcher vermöge seiner Biegsamkeit dem Rohre eine gewisse Längenänderung gestatten soll. Viel besser wird dieser Zweck aber durch die in

Fig. 481.



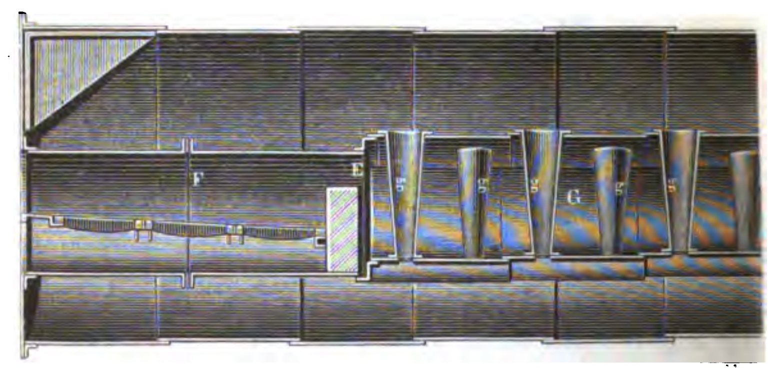
neuerer Zeit zur Anwendung gebrachten Wellröhren erreicht, d. h. durch Röhren, welche anstatt durch Nietung vermittelst Schweißung hergestellt sind und durch Walzen mit ringslaufenden wellenförmigen Erhöhungen nach Art der Fig. 481 versehen werden. Diese Röhren gewähren außer der Füglichkeit, Längenveränderungen gut zu vertragen, gleichzeitig selbst bei geringer

Blechdicke eine große Steifigkeit gegen radiale Pressung, sowie eine größere Heizfläche und den namhaften Vortheil, daß die Feuergase wiederholt gegen die vorstehenden Wellenrippen anprallen, wodurch die Wärmemittheilung eine lebhaftere wird, als wenn die Feuerluft an glatten Röhren ungehindert entlang strömt.

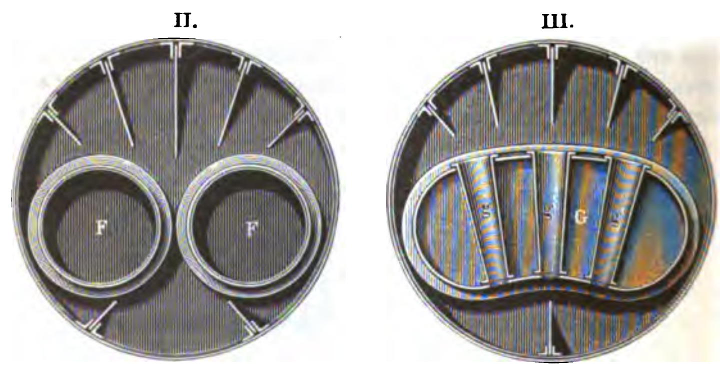
Von großer Wichtigkeit für die Widerstandsfähigkeit der Flammröhren ist deren genau kreisförmige Querschnittsgestalt. Trotzdem hat man den Feuerröhren zuweilen einen abweichenden, näherungsweise elliptischen Querschnitt gegeben, indem man durch innere Verankerungen diesen Röhren die genügende

Fig. 482.

I.



II. III.

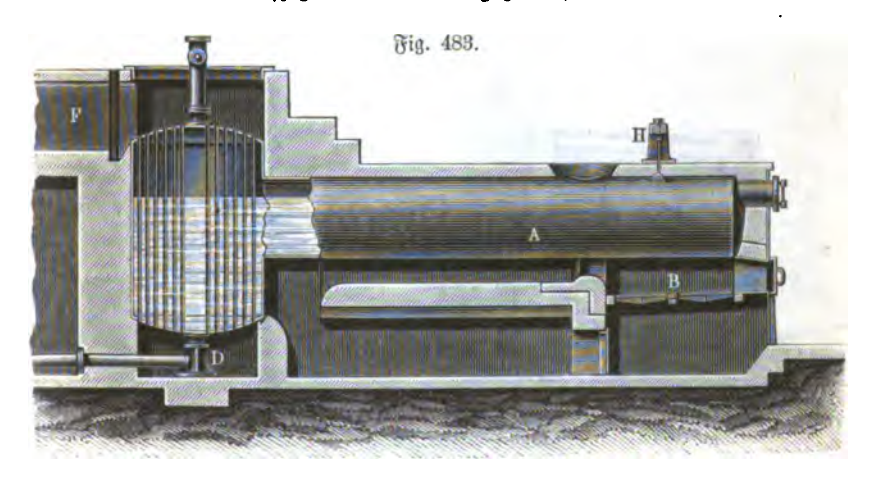


Widerstandsfähigkeit ertheilte. Als solche Verankerungen dienen bei den Galloway'schen Kesseln andere quer eingesetzte Röhren, *g*, Fig. 482 I, II, III, welche beiderseits mit dem Wasserraume des Kessels in Verbindung stehen. Die Oberfläche dieser Querröhren dient daher gleichzeitig als Heizfläche,

deren Wirkung deswegen eine vorzügliche ist, weil einerseits die Feuergase gegen sie anprallen und andererseits das Wasser in ihrem Innern in Folge der aufsteigenden Dampfblasen einer sehr lebhaften Circulation ausgesetzt ist. Eine Verunreinigung dieser Röhren durch Kesselstein ist weniger zu fürchten, weil erfahrungsmäßig die Ablagerung fester Stoffe an ganz oder nahezu verticalen Wandungen nur in geringem Maße stattfindet. Der in Fig. 482 gezeichnete Kessel enthält im vordern Theile zur Aufnahme der Feuerungen zwei kurze Röhren *F* von kreisförmigem Querschnitte, welche sich bei *E* zu einem einzigen Rohre *G* vereinigen, dessen Querschnitt oben und unten von zwei concentrischen Kreisbögen und seitlich von zwei Halbkreisen gebildet wird. Der mittlere Theil ist von 30 conischen Gallowayröhren *g* durchsetzt, welche mit dem Feuerrohre durch Nietung verbunden sind.

Man hat auch sonst bei Cylinder- und Flammrohrkesseln mehrfach versucht, eine Vergrößerung der Heizfläche dadurch hervorzubringen, daß man mit diesen Kesseln Bündel von engen Röhren, seien es mit Wasser gefüllte oder vom Feuer durchzogene, in Verbindung gebracht hat, so daß diese Kessel

Fig. 483.



gewissermaßen den Uebergang bilden zu den eigentlichen Röhrenkesseln. Von den verschiedenen derartigen Anordnungen möge hier nur eine der vorzüglichsten angeführt werden, wie sie von Dupuis herrührt.

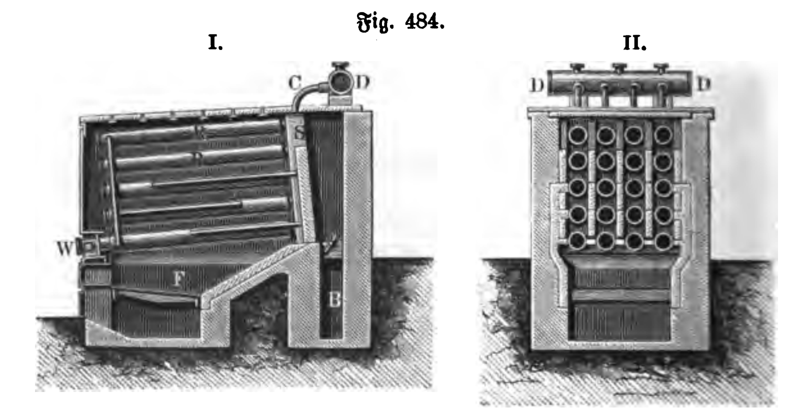
Der Dupuis'sche*) Kessel, Fig. 483, ist im Wesentlichen ein einfacher Cylinderkessel *A* mit Unterfeuerung *B*, an dessen hinteres Ende sich ein verticaler Cylinder *C* anschließt, der durch eine größere Anzahl enger Feuerröhren durchsetzt ist. Die von der Feuerung aufsteigenden Gase ziehen über

*) Radinger, Dampfkessel, Ausstellungsbericht, Wien 1873.

eine Feuerbrücke hinweg am untern Kesseltheile entlang und treten am hintern Ende, nachdem sie den verticalen Cylinder äußerlich umspült haben, nach unten, um durch sämmtliche verticale Röhren hindurch nach oben in den Fuchs *F* zu treten. Da diese Röhren durch den Dampfraum hindurchtreten, so wird der entnommene Dampf, wenn auch nicht überhitzt, so doch trocken sein. Der verticale Hinterkessel ruht auf einem Stutzen *D* auf, durch welchen auch das Speiserohr geführt ist, während der Vorderkessel an der Hängestange *H* aufgehängt ist, eine Unterstützung, welche deswegen sehr zweckmäßig genannt werden muß, weil dem Kessel dabei eine durch die Ausdehnung herbeigeführte geringe Verschiebung gestattet ist. Die leichte Zugänglichkeit aller Theile behufs Reinigung von Kesselstein und Flugasche ist ein besonderer Vorzug dieses Kesselsystems.

Unter den Röhren- oder sogenannten Sicherheitskesseln sind die nach den Systemen von Howard und von Root sehr verbreitet. Einen Howardkessel, wie er in Wien*) 1873 ausgestellt war, zeigen die Figuren 484, I und II. Vier in verticalen Ebenen angeordnete Reihen von wenig

Fig. 484.



schräg liegenden Röhren *R* stehen am hintern Ende mit ebenso vielen stehenden Röhren *S* in Verbindung, von welchen letzteren durch gekrümmte Röhren *C* das oberhalb querliegende Dampfrohr *D* die Dämpfe zugeführt erhält. Die von der Feuerung *F* aufsteigenden Gase werden durch gußeiserne Einlegeplatten zu einem zickzackförmigen Aufsteigen genöthigt und gelangen, von oben absteigend, in den Fuchscanal *B*. Das Speisewasser tritt durch das querliegende Wasserrohr *W* in die untersten Röhren aller vier Reihen. Vermöge dieser Anordnung ist allen Röhren in freiester Weise ihre Aus-

---

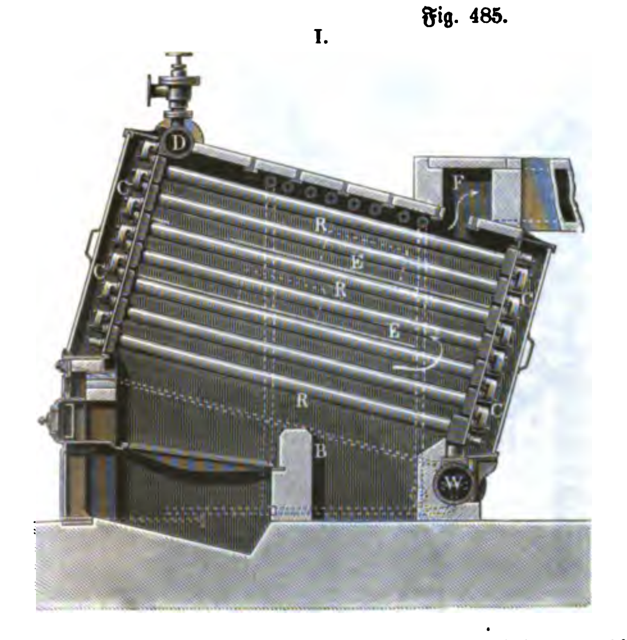
*) Radinger, Dampfkessel, Ausstellungsbericht, 1873.

dehnung gestattet. Die schmiedeisernen Heizröhren von 230 mm Weite und 3,65 m Länge sind an den vorderen Enden verschraubt und ebenso hinterhalb mit den Stehröhren *S* durch Verschraubung verbunden, so daß gar keine Nietung an dem ganzen Kessel vorhanden ist und ein schadhaft gewordenes Rohr leicht ausgewechselt werden kann. Die obersten Röhren sind meistens nicht mit Wasser gefüllt, um möglichst trockenen Dampf zu liefern. Dieser Kessel hat, wie alle Röhrenkessel, nur einen sehr geringen Wasserraum, in Folge wovon der Wasserstand ungemein schnell wechselt und daher große Aufmerksamkeit hinsichtlich der Speisung erfordert wird.

Der Root'sche Kessel, Fig. 485, besteht ebenfalls aus einer größern Anzahl geneigt liegender schmiedeiserner Röhren *R* von etwa 0,10 m Durchmesser und 3 m Länge, welche in mehreren Reihen versetzt über einander

Fig. 485.

I.



II.



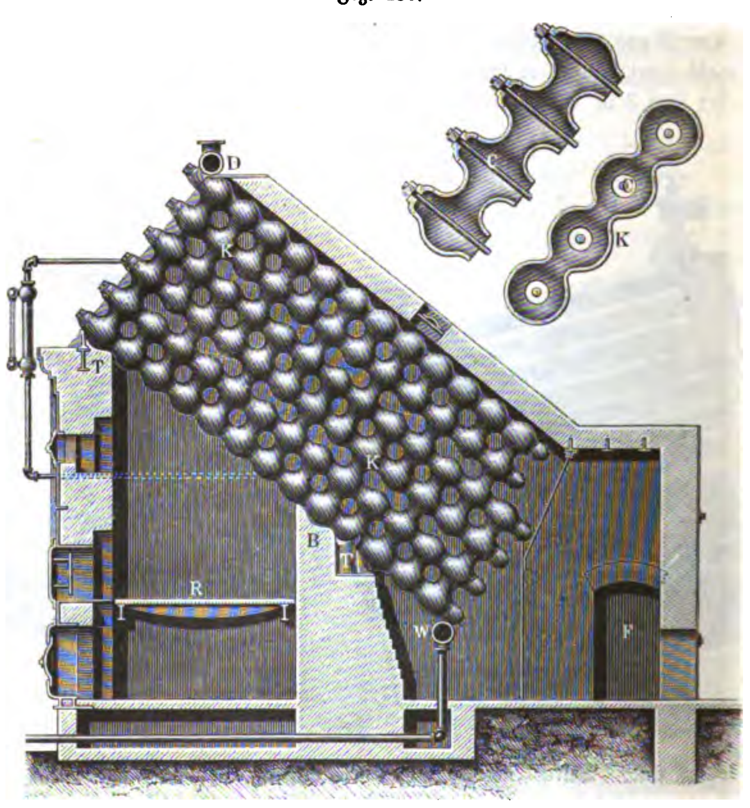
gelagert sind. Durch Verschlußkappen *CC* stehen diese Röhren an beiden Enden sämmtlich mit einander derart in Verbindung, daß jedes Rohr mit einem Rohr der darüber und einem solchen der darunter liegenden Reihe verbunden ist. Das querliegende Rohr *D* oberhalb dient zur Dampfentnahme, während das Speiserohr *W* mit den Röhren der untersten Reihe in Verbindung steht. Das auf dem Roste brennende Feuer schlägt über die Feuerbrücke *B* und gelangt zwischen den Einlagen *E* hindurch nach dem Fuchse *F*. Für gewöhnlich wird der Wasserstand so hoch gehalten, daß an der hintern tiefen

Seite alle Röhren, an der vordern hohen Seite wegen der schrägen Lage nur 4 bis 5 Röhrenreihen vom Wasser erfüllt sind. In Betreff des Wasserraumes gilt das für den Howard'schen Kessel vorstehend Gesagte.

Mancherlei andere Röhrenkessel sind außerdem in ähnlicher Art von Belleville, Sinclair, Anderson u. A. angegeben worden.

Ein eigenthümlicher, ganz aus Gußeisen bestehender Sicherheitskessel ist der von Harrison, Fig. 486. Dieser Kessel besteht aus einer Anzahl

Fig. 486.



von neben einander aufgestellten verticalen Wänden, von denen jede aus einer großen Menge (76) von gußeisernen Hohlkugeln von 200 mm äußerm Durchmesser bei 8 bis 10 mm Wandstärke zusammengesetzt ist. Diese Kugeln *K*, von denen je zwei oder je vier durch Verbindungsröhren zusammenhängend aus einem Stücke gegossen sind, bilden die Elemente des

Kessels und stehen unter einander in Verbindung durch aufgeschliffene Hälse. Lange Schraubenbolzen *C* von 32 mm Durchmesser gehen der Länge der Wand nach durch die entsprechenden Kugeln, welche daher sämmtlich durch Anziehen der Muttern dieser Schrauben dampfdicht gegen einander gepreßt werden. Diese Wände sind nach der Figur derart aufgestellt, daß die von den Ankern durchzogenen Kugelreihen etwa unter 40⁰ gegen den Horizont geneigt sind. Der geringste Zwischenraum zwischen den Kugeln jeder einzelnen Wand, sowie zwischen den einzelnen Wänden selbst beträgt 25 mm, so daß die von dem Roste *R* aufsteigenden Verbrennungsproducte, vor der Feuerbrücke *B* emporschlagend, durch die Zwischenräume zwischen den Kugeln wie durch die Maschen von Sieben hindurch und hinter der Feuerbrücke in den Fuchs *F* gelangen können. Durch eiserne Träger *T* ist der ganze Kessel unterstützt, an die obersten Kugeln aller neben einander aufgestellten Wände ist das Dampfrohr *D* und an die untersten das Speiserohr *W* angeschlossen. Der Ersatz eines schadhaft gewordenen Elementes ist ebenso leicht zu bewirken, wie die Vergrößerung der Heizfläche durch Ankuppelung von einer oder von mehreren Wänden. Bei den angestellten Proben haben diese Kessel sich als außerordentlich sichere bewährt, indem z. B. einzelne Kugeln bei allmälig gesunkenem Wasserstande bis zum Glühen erhitzt wurden, ohne ihre Betriebsfähigkeit zu verlieren. Diese Kessel, welche in Deutschland wenig oder gar nicht angewendet werden, erfreuen sich in Amerika einer großen Verbreitung; nach Rabinger's Bericht*), welchem die obigen Angaben und Figuren entnommen sind, waren 1876 in den Vereinigten Staaten Harrison'sche Kessel für 60 000 Pferdekräfte in Betrieb.

Fig. 487.



Die stehenden Röhrenkessel finden hauptsächlich bei beschränktem Raume Verwendung. Ein solcher Kessel besteht im Wesentlichen aus einem verticalen Cylinder *C*, Fig. 487, in welchen concentrisch eine cylindrische Feuerbüchse *F*

*) Oesterreich. Bericht über die Weltausstellung in Philadelphia, 1876, Dampfkessel rc. von J. F. Radinger.

eingesetzt ist, von deren Deckplatte eine Anzahl enger Röhren die Gase unmittelbar nach dem darüberstehenden Schornsteine leiten. Durch eine seitliche Feuerthür *E* wird der Rost *R* beschickt. Diese Kessel, welche in kleinen Abmessungen, z. B. für Dampfkrahne, beliebt sind (s. Thl. III, 2), ermöglichen für gewöhnlich keine besonders günstige Ausnutzung der Wärme, indem die Gase durch die verticalen Röhren in der Regel mit zu großer Geschwindigkeit passiren, um ihre Wärme genügend an die Kesselwand abzusetzen.

Aus diesem Grunde hat man stehende Kessel auch mit Sieberöhren, d. h. solchen Röhren versehen, welche mit Wasser gefüllt sind und äußerlich von der Flamme bestrichen werden. In dieser Art ist der Field'sche Kessel, Fig. 488, ausgeführt. Hierbei werden die Verbrennungsproducte durch ein

Fig. 488.

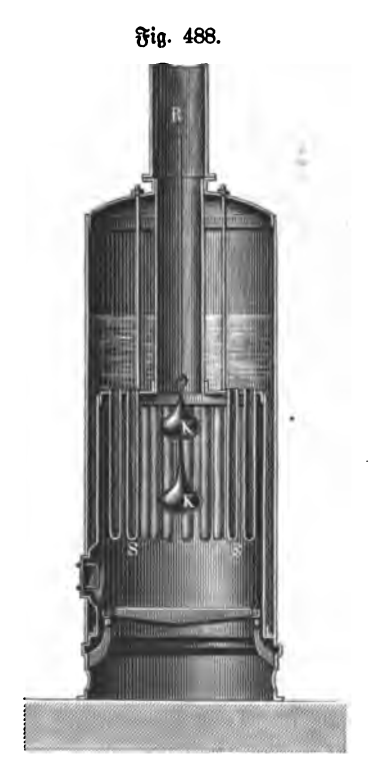


Fig. 489.



in der Mitte der Feuerbüchsendecke angebrachtes Rohr *R* abgeführt. Dabei dienen die in der Mitte dieses Rohres *R* aufgehängten glockenartigen Körper *K* dazu, den Gasen ein directes Aufsteigen durch das Rohr *R* zu verwehren und sie zu nöthigen, die ringsum eingehängten Sieberöhren *S* zu umspülen

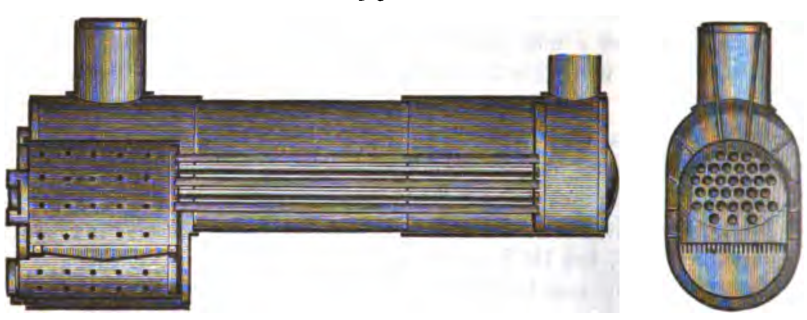
und an diese, sowie an den Mantel der Feuerbüchse ihre Wärme großentheils abzugeben. Die Sieberöhren *S* sind unten geschlossen, Fig. 489, und in jede dieser Röhren ist ein engeres, oben und unten offenes Röhrchen *s* eingehängt, um die Circulation von Dampf und Wasser in regelmäßiger Weise stattfinden zu lassen. Während nämlich am innern Umfange des von außen stark erhitzten Rohres *S* eine lebhafte Entwickelung von Dampf stattfindet, welcher in Form von Bläschen daselbst, also in dem Zwischenraume zwischen *S* und *s*, emporsteigt, so findet ein Ersatz der verdampften Flüssigkeit durch das im Innern von *s* niedersinkende Wasser statt, welches in Folge des eingehängten Rohres *s* nicht durch die aufsteigenden Dampfblasen am Niedersinken behindert wird. Die Voraussetzung, daß durch die lebhafte Circulation des Wassers an der untern Stelle *u* ein Fortschwemmen der festen Bestandtheile und damit die Verhinderung einer Kesselsteinablagerung daselbst bewirkt werden möge, hat sich indessen nicht bewährt, indem die Röhren bei unreinem Wasser einer baldigen Verschlammung und der Gefahr des Durchbrennens ausgesetzt sind. Dies ist wohl einer der Hauptgründe, welchen es zuzuschreiben ist, daß die Field'schen Kessel eine geringere Verbreitung gefunden haben, als man bei ihrem ersten Bekanntwerden erwartete.

In den Vereinigten Staaten von Nordamerika sind stehende Kessel für sehr große Dampfproductionen vielfach in Betrieb, und es scheint der günstige Effect, welchen man dort mit diesen Kesseln erreicht, großentheils in der Beschaffenheit der wenig flammenden und nicht rußenden anthracitartigen Kohle Pennsylvaniens seinen Grund zu haben. Ueber die von Corliß eingeführte Construction der dort angewandten stehenden Röhrenkessel findet sich ein Näheres in dem mehrfach erwähnten Berichte Radinger's über die Dampfkessel der Centennialausstellung. Ebenso sind daselbst mehrere Mittheilungen über einen eigenthümlichen, in Philadelphia ausgestellt gewesenen rotirenden Dampfkessel zu finden. Die Eigenthümlichkeit dieses aus einem horizontalen Cylinder mit durchgehenden Feuerröhren zusammengesetzten Kessels bestand darin, daß derselbe in den Mitten seiner Böden mit Drehzapfen versehen war, welche durch Lager unterstützt wurden, so daß der ganze Kessel in eine langsame Drehung versetzt werden konnte. Die ganze Oberfläche, sowohl die vom Wasser wie die vom Dampfe berührte, war dem Feuer ausgesetzt, und ein Erglühen der Dampfwandung wurde durch eine Berieselung verhindert, welche in einfachster Art dadurch bewerkstelligt werden konnte, daß der Kesselmantel im Innern mit Blechschaufeln versehen war, die nach Art der Zellen eines Schöpfrades Wasser mit empornahmen, um es oberhalb auszugießen. Trotz der günstigen Berichte über die Wirksamkeit dieses Kessels scheint derselbe aber nur ein Versuch geblieben zu sein.

Ueber die Einrichtung der Schiffs- und Locomotivkessel ist in Thl. III, 2, ein Näheres angeführt. Es mag hier nur bemerkt werden, daß die Kessel

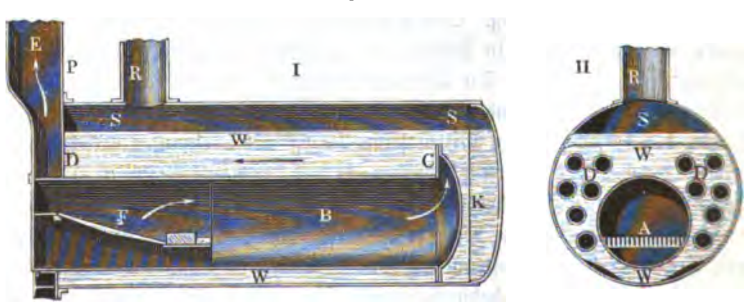
für die Locomobilen, d. h. für die transportabeln Dampfmaschinen, in ähnlicher Art wie die Locomotivkessel gebaut werden. Die Feuerung eines solchen Kessels ist demgemäß in einer parallelepipedischen Feuerbüchse enthalten, welche an ihrem untern offenen Ende den Rost aufnimmt. Zur Erreichung größerer Festigkeit hat man jedoch auch die Feuerbüchse unterhalb durch einen Halbcylinder geschlossen und ebenso den Deckel nicht eben, sondern auch cylindrisch begrenzt, wie Fig. 490 angiebt. Die in der Feuerbüchse

Fig. 490.



sich entwickelnden Verbrennungsproducte durchziehen den cylindrischen Kessel in einer Anzahl enger Feuerröhren, um nach der Rauchkammer und dem Schornsteine zu gelangen. Der Zug wird auch hierbei durch die abgehenden Dämpfe der Maschine mit Hülfe des Blasrohres befördert, über welche

Fig. 491.



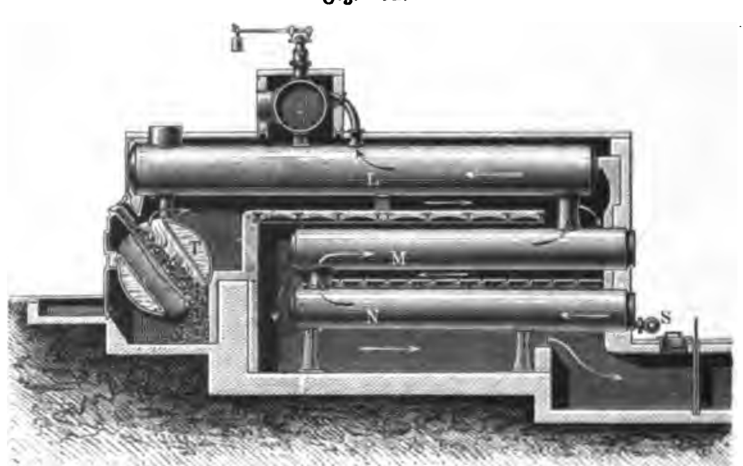
Wirkung unter Locomotiven in Thl. III, 2, das Nähere angegeben ist. Die Feuerbüchse ist hier durch Stehbolzen und Anker mit dem äußern Kessel verbunden.

Um die Reinigung der Locomobilkessel vom Kesselstein vornehmen zu können, hat man mehrfach auch die Anordnung nach Fig. 491 gewählt.

Hierbei gelangen die Verbrennungsproducte aus der Feuerung *F* durch das weite Rohr *B* nach einer ganz im Wasser gelegenen Umkehrkammer *C* und von da durch eine Anzahl engerer Röhren *CD* nach der vorn angebrachten Rauchkammer und in den darüber angebrachten Schornstein *E*. Diese Anordnung gestattet ein Herausziehen des ganzen aus *F*, *B*, *C*, *D* und *E* bestehenden Heizapparates aus dem Außenkessel *A*, nachdem der Schornstein abgenommen und die Schrauben gelöst sind, welche die Stirnplatte *P* mit einem Eckeisenringe des Mantels vereinigen. Für kleinere Kessel hat sich diese Construction bewährt.

Schließlich möge noch der in neuerer Zeit mehrfach genannte Tenbrink-Kessel, Fig. 492, angeführt werden. Die Eigenthümlichkeit dieses Kessels

Fig. 492.



besteht in der Feuerung, die in einem weiten horizontal und quer unter dem eigentlichen Kessel gelagerten Cylinder *T* angebracht ist, in welchem neben einander zwei schräge cylindrische Feuerbüchsen enthalten sind. Jede dieser Feuerbüchsen nimmt einen schrägen Rost auf, welcher von oben durch einen Schlitz mit Kohlen beschickt wird, während eine über diesem Schlitze angebrachte regulirbare Oeffnung vorgesehen ist, um hierdurch Verbrennungsluft einzuführen, damit die von dem Roste aufsteigenden Gase noch vollständig verbrannt werden können. Die aus den Feuerbüchsen tretenden Verbrennungsproducte biegen sogleich rechtwinkelig um und ziehen unter dem Oberkessel *L* hin, um nachträglich noch die Vorwärmer *M* und *N* zu heizen. Die Zuführung des Speisewassers geschieht im tiefsten Punkte des Vorwärmers *N* durch das Rohr *S*.

Die mit dieser Feuerung, welche auch für anders gebaute Kessel anwendbar ist, erzielten Resultate scheinen sehr günstige zu sein.

§. 262. **Zugerzeugung durch Schornsteine.** Um der Feuerung die zur Verbrennung erforderliche Luftmenge zuzuführen, dient der Schornstein oder die Esse (Kamin). Ein Schornstein ist im Wesentlichen ein meistens verticales, nur sehr selten schräg aufgeführtes, aus Mauerwerk oder Eisen bestehendes Standrohr, in welches die Verbrennungsproducte der Feuerung am untern Ende eingeführt werden, um aus der obern Oeffnung in die Atmosphäre auszutreten. Die saugende Wirkung einer Esse beruht auf dem Auftriebe, welchen die in derselben eingeschlossene warme Luftsäule in der kältern, daher schwerern atmosphärischen Luft ausgesetzt ist, derart, daß diese warme Luftsäule im Schornsteine von der äußern schweren nach oben hinausgedrängt wird, sobald der letztern der Zutritt zu der untern Oeffnung gestattet ist. Die äußere Luft tritt hierbei aber niemals direct in den Schornsteinfuß, sondern sie durchzieht den mehr oder minder langen Heizcanal, in welchen sie durch die Feuerung gelangt. In der letztern wird daher die Luft in Folge der Verbrennung nicht nur erwärmt, sondern auch in ihrer Beschaffenheit verändert, indem die aus Sauerstoff und Stickstoff bestehende, unter den Rost tretende reine atmosphärische Luft die Feuerung wesentlich mit Kohlensäure beladen verläßt. Da diese Verbrennungsgase auf ihrem Wege durch die Kesselzüge ihre Wärme nur theilweise an den Kessel abgeben und daher fortwährend mit einer höhern Temperatur von etwa 300° C. dem Schornsteine zuströmen, so ist auch die Wirkung des letztern so lange eine ununterbrochen dauernde, so lange die Feuerung beschickt wird und die Verbindung zwischen beiden nicht durch den Rauchschieber, das sogenannte Register aufgehoben wird.

Zum regelrechten Betriebe jeder Feuerung muß verlangt werden, daß durch den Schornstein eine zur Verbrennung des Brennmaterials genügende Luftmenge dauernd angezogen wird und zwar pflegt; wie schon früher angeführt wurde, meistens das Doppelte der theoretisch eigentlich nur erforderlichen Luftmenge nöthig zu sein, da ein großer Theil der zugeführten Luft unzersetzt durch die Feuerung hindurchzieht. Mit dieser größern Luftmenge ist zwar auch ein entsprechender Wärmeverlust verbunden, doch ist derselbe nicht zu umgehen, wenn man die Hauptbedingung einer vollkommenen Verbrennung erfüllen will. Wenn auch bei guten Kesselanlagen die nöthige Luftmenge zuweilen nur etwa anderthalbmal so groß wie die theoretische ist, so wird man doch bei der Bestimmung der Schornsteindimensionen gut thun, den doppelten Betrag in Rechnung zu stellen. Es empfiehlt sich überhaupt, die Möglichkeit einer größern Luftzufuhr ins Auge zu fassen, um nicht an einer später nöthigen Vergrößerung der Kesselanlage durch die nicht ausreichende

Wirkung des Schornsteins behindert zu sein, zumal man eine Verringerung der Zugwirkung immer durch das Register erzielen kann.

Aus der vorstehend gemachten allgemeinen Bemerkung über die Wirkung der Essen ist leicht ersichtlich, daß diese Wirkung wesentlich von der Höhe des Schornsteins und von der Differenz der Temperaturen innerhalb und außerhalb desselben abhängen muß, da diese Größen bestimmend sind für den Auftrieb der warmen Luft, also auch für die Geschwindigkeit derselben oder den Zug. Die von dem Schornsteine angesaugte Luftmenge andererseits hängt von dieser Geschwindigkeit und dem lichten Querschnitte des Schornsteins ab, so daß die Wirkung eines Schornsteins vorzüglich durch diese drei Größen, Schornsteinhöhe, Temperaturunterschied und Schornsteinquerschnitt bestimmt ist. In Betreff der Temperaturdifferenz zwischen dem Innern und Aeußern des Schornsteins ist bei Dampfkesseln von vornherein nur ein geringer Spielraum gelassen, insofern die äußere Temperatur durch diejenige der Atmosphäre gegeben ist und die Temperatur der Gase im Allgemeinen nicht unter diejenige des Dampfkessels herabgezogen werden kann, in den meisten Fällen sogar noch beträchtlich größer sein wird, wenn man nicht durch übermäßig große Heizflächen die Anlage wesentlich vertheuern will. In der Regel muß man sich begnügen, die Verbrennungsproducte bis auf eine Temperatur von etwa 300° C. abzukühlen, und wenn bei einzelnen Kesselanlagen die Rauchgase mit einer Temperatur von nur etwa 250° C. nach dem Schornsteine gelangen, so ist dies als eine für Dampfkessel höchst vollkommene Wärmeausnutzung zu betrachten, welche nur unter den günstigsten Verhältnissen erreicht wird.

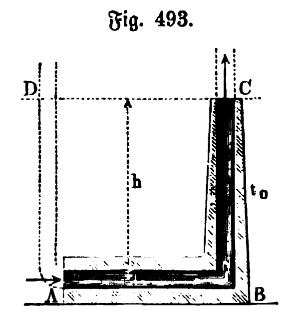
Ebenso ist die Höhe, welche man einem Schornsteine zu geben pflegt, meistens durch praktische Rücksichten innerhalb ziemlich enger Grenzen vorgeschrieben. Man wird einen Schornstein für Dampfkessel selten niedriger als 20 m ausführen, schon aus dem Grunde, um ihn möglichst über die Höhe der benachbarten Häuser, Bäume und sonstigen Gegenstände hinauszuführen. Andererseits geht man aber auch nicht gern über 40 m hinauf, weil die Kosten der Ausführung mit steigender Höhe unverhältnißmäßig schnell wachsen und die Stabilität dann leicht gefährdet wird. Wenn in einzelnen Anlagen, namentlich in chemischen Fabriken, Schornsteine von viel größerer Höhe, bis zu 120 m Höhe und darüber*) ausgeführt worden sind, so hat man diese Höhe nicht aus dem Grunde gewählt, um den hinreichenden Zug für Kesselfeuerungen zu erlangen, sondern deswegen, um die schädlichen und selbst giftigen Gase, welche solche Schornsteine abführen, in möglichster Höhe

*) Der Schornstein zu Port Dundas bei Glasgow hat eine Höhe von 138 m.

über der Erdoberfläche austreten zu lassen und so die nachtheiligen Folgen für die Menschen und Pflanzen thunlichst aufzuheben.

Man wird daher diesen Temperaturdifferenzen und Höhen entsprechend den Querschnitt des Schornsteins so zu bestimmen haben, daß mit Sicherheit die Beschaffung der erforderlichen Luftmenge erwartet werden kann. Diese Bestimmung lediglich auf Grund theoretischer Erörterungen vorzunehmen, würde ein sehr unsicheres Verfahren sein, denn die hierbei in Betracht kommenden Verhältnisse sind so verwickelt, von der Art der ganzen Kesselanlage, von der Beschaffenheit des Brennmaterials, von den Vorgängen bei der Verbrennung selbst, von der Abkühlung des Mauerwerkes &c. so abhängig, daß die Theorie nicht im Stande ist, alle diese Verhältnisse genügend zu berücksichtigen. Man wird daher immer bei der Anlage eines Schornsteins die praktischen Erfahrungen zu Rathe ziehen müssen, indem man die Resultate von gut ausgeführten, unter ähnlichen Verhältnissen arbeitenden Anlagen entsprechend berücksichtigt. Die Theorie kann hierbei nur einen ungefähren Anhalt dafür geben, welchen Einfluß die Aenderung einzelner Momente ausübt. Von diesem Gesichtspunkte aus möge die im Folgenden gegebene Theorie der Zugerzeugung durch den Schornstein angesehen werden.

Fig. 493.



Es sei BC, Fig. 493, eine Esse von der senkrechten Höhe h über der Mitte des Canals AB, welcher die Feuerzüge eines Dampfkessels vorstellt und in welchem auch die Feuerung enthalten sein soll. Die Temperatur der äußern Atmosphäre sei gleich t_0^0 C. und die absolute Temperatur sei mit $T_0 = a + t_0 = 273 + t_0$ bezeichnet. In gleicher Weise soll t die mittlere Temperatur der im Schornsteine enthaltenen Gase und $T = 273 + t$ deren absolute Temperatur vorstellen. Was die Dichtigkeit der Rauchgase anbetrifft, so wird dieselbe nur wenig von derjenigen der atmosphärischen Luft von gleicher Temperatur abweichen, wie sich in folgender Art erkennen läßt. Nimmt man an, daß der Feuerung die doppelte theoretisch erforderliche Luftmenge zugeführt werde, so beträgt dieselbe pr. 1 kg Kohlenstoff etwa 23 kg, und da die gebildete Kohlensäure unter Voraussetzung derselben Temperatur dasselbe Volumen hat wie der zugeführte Sauerstoff, so wird das aus dem Feuerungsraume abgehende Gasgemenge nur eine in dem Verhältniß $24 : 23 = 1,043$ größere Dichtigkeit haben als die atmosphärische Luft von gleicher Temperatur. In Wirklichkeit wird der Unterschied noch geringer sein wegen des in dem Brennmateriale enthaltenen Wassers, welches in den Rauchgasen als Dampf

enthalten ist, dessen Dichte nur etwa 0,62 von derjenigen der atmosphärischen Luft ist. Ebenso wird das in Folge einer nicht ganz vollständigen Verbrennung etwa noch vorhandene Kohlenoxydgas, dessen specifisches Gewicht kleiner als das der atmosphärischen Luft ist (0,967), die durchschnittliche Dichtigkeit der Rauchgase noch etwas herabsetzen. Es erscheint daher zulässig, in den folgenden Rechnungen die Dichtigkeit der Rauchgase gleich derjenigen der atmosphärischen Luft von derselben Temperatur anzunehmen. Es möge jedoch der Allgemeinheit wegen die Dichtigkeit der Rauchgase bei 0° C. gleich δ gesetzt werden, während die Dichtigkeit der atmosphärischen Luft von 0° C. gleich Eins angenommen werden soll.

Bezeichnet man mit δ das specifische Gewicht der den Schornstein BC von der Höhe h erfüllenden Rauchgase bei einer Temperatur von 0° C., so ist das Gewicht dieser Rauchsäule bei t^0 C. für 1 qm Grundfläche durch

$$h\delta \frac{1}{1+\alpha t} = h\delta \frac{273}{T}$$

ausgedrückt. Dagegen ist der Druck einer äußern Luftsäule von der gleichen Höhe h und der Temperatur t_0 auf 1 qm Grundfläche gleich

$$h \frac{1}{1+\alpha t_0} = h \frac{273}{T_0},$$

so daß der Ueberdruck dieser kalten Luftsäule über die warme Rauchsäule durch

$$h\left(\frac{273}{T_0} - \delta \frac{273}{T}\right) = P$$

ausgedrückt ist. Dieser Ueberdruck wird dazu verwendet, einerseits den Rauchgasen eine gewisse Geschwindigkeit v zu ertheilen, mit welcher dieselben aus der Schornsteinmündung entweichen und andererseits die Widerstände der Reibung im Schornsteine, sowie beim Durchgange durch den Rost und durch die Heizcanäle des Kessels zu überwinden. Bezeichnet man mit ζ_s den Reibungscoefficienten für den Schornstein, dessen Durchmesser d sein mag, so kann man nach den für Röhren geltenden Gesetzen diesen Widerstand gleich der Höhe einer Rauchsäule von der Temperatur t setzen, welche sich zu $\zeta_s \frac{h}{d} \frac{v^2}{2g}$ bestimmt, während zur Erzeugung der Geschwindigkeit v dieser Gase eine Höhe $\frac{v^2}{2g}$ erfordert wird. Es möge ferner mit ζ_r der Widerstandscoefficient des Rostes und mit ζ_z derjenige der Feuerzüge zwischen A und B bezeichnet werden, dann ist die ganze zur Bewegung erforderliche Kraft durch das Gewicht einer Rauchsäule von der Temperatur t dargestellt, deren Höhe zu

$$\left(1 + \zeta_a \frac{h}{d} + \zeta_r + \zeta_s\right) \frac{v^2}{2g} = C \frac{v^2}{2g}$$

anzunehmen ist. Setzt man daher das Gewicht dieser Luftsäule gleich dem oben ermittelten Ueberdrucke P, so erhält man die Gleichung:

$$h\left(\frac{273}{T_0} - \delta \frac{273}{T}\right) = \left(1 + \zeta_a \frac{h}{d} + \zeta_r + \zeta_s\right) \frac{v^2}{2g} \delta \frac{273}{T}$$
$$= C \frac{v^2}{2g} \delta \frac{273}{T},$$

woraus die Geschwindigkeit v der aus dem Schornsteine abziehenden Gase zu

$$v = \sqrt{2gh \frac{\frac{1}{T_0} - \delta \frac{1}{T}}{C\delta \frac{1}{T}}}$$

folgt. Setzt man hierin $\delta = 1$, so wird einfacher:

$$v = \sqrt{\frac{2gh}{C} \frac{T - T_0}{T_0}} = \sqrt{\frac{2gh}{C} \frac{t - t_0}{273 + t_0}}.$$

Bezeichnet nun S den Querschnitt der Schornsteinmündung, so tritt durch dieselbe vermöge dieser Geschwindigkeit v in jeder Secunde ein Gasvolumen gleich Sv aus, welches, auf die Temperatur der atmosphärischen Luft reducirt, durch

$$V = Sv \frac{T_0}{T} = S \sqrt{\frac{2gh}{C} \frac{(T - T_0)\, T_0}{T^2}}$$

gegeben ist.

Damit für einen Schornstein von der vorgeschriebenen Höhe h und für eine vorliegende Feuerung, für welche der Werth von C als feststehend anzusehen ist, das angesaugte Luftvolumen V möglichst groß werde, hat man den Werth unter dem Wurzelzeichen $\frac{(T - T_0)\, T_0}{T^2} = B$ zu einem Maximum zu machen. Die Bedingung hierfür ergiebt sich durch $\frac{\partial B}{\partial T} = 0$ zu:

$$T^2 . T_0 - 2T(T - T_0)\, T_0 = 0,$$

woraus

$$T = 2\, T_0$$

folgt. Man wird daher von einem Schornsteine die größte Wirkung erwarten können, wenn die absolute Temperatur der Rauchgase doppelt so groß ist wie die absolute Temperatur der äußern Luft.

Führt man die Temperaturen t und t_0 ein, so schreibt sich jene Bedingung:

$$273 + t = 2.(273 + t_0) \quad \text{oder} \quad t = 273 + 2t.$$

Demnach würde z. B. für eine mittlere Temperatur der Luft von 12° der beste Zug erzeugt werden, wenn die Gase mit 273 + 2 . 12 = 297° abziehen. Dies entspricht auch den gewöhnlichen Verhältnissen der Kesselanlagen, bei denen im Schornstein durchschnittlich etwa eine Temperatur von 300° herrscht, welcher Werth nur in seltenen Fällen bis auf 250° herabgeht.

Um den Einfluß zu erkennen, welchen eine höhere oder niedrigere Temperatur des Schornsteins auf dessen Wirksamkeit ausübt, ist die folgende kleine Zusammenstellung berechnet, in welcher für eine durchschnittliche Temperatur der Atmosphäre $t_0 = 12°$ also $T_0 = 285°$ und verschiedene Temperaturen t der Schornsteingase zwischen 100 und 500° die Werthe von $\sqrt{\frac{(T - T_0)\, T_0}{T^2}}$ berechnet sind, mit welchen Zahlen das angesaugte Luftquantum proportional ist. Die untere Reihe dieser Tabelle giebt die

$t_0 = 12°;\ t =$	100°	150°	200°	250°	297°	350°	400°	500°
$\sqrt{\frac{(T - 285)\, 285}{T^2}}$	0,424	0,469	0,489	0,497	0,50	0,497	0,494	0,482
	84,4	93,8	97,8	99,4	100	99,4	98,8	97,4

verhältnißmäßigen Luftmengen an, wenn die maximale Luftmenge für $t = 297°$ gleich 100 gesetzt wird. Aus der Tabelle erkennt man, daß selbst eine wesentliche Aenderung der Temperatur der Gase nur einen sehr geringen Einfluß auf die Wirkung des Schornsteins ausübt, und daß beispielsweise diese Wirkung nur um 6,2 Procent kleiner ausfällt als die maximale, sobald die Rauchgase bis auf 150° abgekühlt werden. Bedenkt man nun, daß die abziehenden Gase einen um so beträchtlichern Theil der Wärme aus dem Schornsteine entführen, je wärmer sie sind, so müssen solche Anordnungen zweckmäßig erscheinen, welche es gestatten, den von dem Kessel abgehenden Rauchgasen vor ihrem Entweichen in den Schornstein ihre Wärme noch theilweise zu entziehen. Hierhin gehören insbesondere die Vorwärmer, welche man anwendet, um das dem Kessel zuzuführende Speisewasser auf eine Temperatur bis zu 100° und selbst darüber zu erwärmen, bevor dieses Wasser in den Kessel befördert wird. Den Vortheil solcher Einrichtungen kann man aus folgenden Zahlen erkennen. Nimmt man an, daß die Temperatur der in der Feuerung sich entwickelnden Gase 1500° betrage, so entführen die mit

300° in den Schornstein entweichenden Gase von der ganzen in Anwendung gebrachten Wärme etwa $\frac{300}{1500}$ oder 20 Proc. Würde man durch einen Vorwärmer oder sogenannten Economiser diese Temperatur auf 200° C. herabziehen, wodurch der Zug nur unwesentlich beeinträchtigt würde (2,2 Proc.), so würde der Verlust $6^2/_3$ Proc. von der ganzen zur Anwendung kommenden Wärme weniger betragen. Würde in dem Dampfkessel beispielsweise aus Speisewasser von der gewöhnlichen Temperatur $t = 12^0$ Dampf von 5 Atmosphären Spannung erzeugt, dessen Gesammtwärme nach §. 235 $\lambda = 653$ W.-E. beträgt, so würde die durch den Vorwärmer erzielte Ersparniß für jedes Kilogramm des erzeugten Dampfes eine Wärmemenge 0,066 (653 — 12) = 43 W.-E. betragen, so daß das Wasser dadurch von 12° auf 55° oder bei einer Condensationsmaschine von etwa 35° auf 78° vorgewärmt werden könnte.

Was die einzelnen Widerstände der Luft anbetrifft, so ist die Reibung im Schornstein der bei weitem kleinste, wogegen der Widerstand in den Heizcanälen wegen der wiederholt vorkommenden Krümmungen der größte ist. Der Widerstand der Luft beim Durchgange durch den Rost hat im Allgemeinen einen zwischen jenen beiden liegenden Werth, natürlich ist derselbe für denselben Rost sehr veränderlich und unmittelbar nach der Beschickung mit Brennmaterial am größten. Der Widerstand ζ_z für die Heizcanäle hängt ferner sehr von der Art derselben ab und läßt sich im Allgemeinen nur schätzungsweise annehmen. Nach Péclet kann man für gewöhnlich eingemauerte Kessel, deren Heizcanäle etwa acht rechtwinkelige Umbiegungen haben, den Widerstand für diese Züge und den Rost

$$\zeta_z + \zeta_r = 30$$

annehmen, wovon der Widerstand des Rostes etwa durch 8 dargestellt ist. Für die Reibung im Schornsteine soll man nach derselben Quelle den Coefficienten $\zeta_s = 0{,}049$, also rund $\frac{1}{20}$ annehmen, so daß die durch die Reibung verloren gehende Höhe durch $\frac{1}{20}\frac{h}{d}\frac{v^2}{2g}$ ausgedrückt ist.

Mit Hülfe dieser Zahlenwerthe läßt sich für einen bestimmt vorliegenden Fall, d. h. für eine gegebene pr. Secunde zu verbrennende Brennmaterialmenge der Querschnitt S des Schornsteins ermitteln, welcher nach der vorstehenden Theorie mindestens erforderlich ist, um die zur Verbrennung nöthige Luft Q anzuziehen, sobald man die Schornsteinhöhe h festgestellt hat und hinsichtlich der Temperatur t der abziehenden Gase eine gewisse Annahme macht. Die Luftmenge V bestimmt sich hierbei nach §. 253 aus der Menge des auf dem Roste zu verbrennenden Brennstoffes.

Die Rechnung giebt aber in der Regel kleinere Werthe für S, als sie erfahrungsmäßig angenommen werden müssen, so daß es angezeigt erscheint, die absolute Größe von S mit Rücksicht auf die Erfahrung festzustellen und sie von der Größe der Rostfläche abhängig zu machen. Hierüber wird in §. 264 ein Näheres angegeben werden.

Den Feuerzügen pflegt man meistens denselben Querschnitt S wie der Schornsteinmündung zu geben. Da jedoch das Gasgemenge wegen der höhern Temperatur in der Nähe der Feuerung ein entsprechend größeres Volumen hat als im Schornsteine, so findet man auch die Regel, den Querschnitt der Feuerzüge unmittelbar hinter dem Roste größer, etwa gleich 1,5 S zu machen, und diesen Querschnitt bis zum Fuchse hin allmälig bis auf S abnehmen zu lassen.

In den Heizcanälen sind natürlich scharfe Krümmungen nach Möglichkeit zu vermeiden und insbesondere ist der Einmündung des Rauchcanals in den Schornstein eine gerundete nach oben ansteigende Form zu geben, damit der Rauch sich nicht an der gegenüberliegenden Schornsteinwand stoße. Wenn in einen Schornstein mehrere Rauchcanäle von verschiedenen Feuerungen münden, so hat man die Querschnittsdimensionen des Schornsteins für die Summe der Luftmengen aller Feuerungen zu bemessen und dafür zu sorgen, daß die verschiedenen Luftströme im Schornsteine nicht direct gegen einander stoßen, da die Erfahrung lehrt, daß der stärkere Strom den Austritt des schwächern wesentlich behindert und unter Umständen ganz aufhebt. Wenn daher zwei oder mehrere Rauchcanäle in derselben Höhe in einen Schornstein münden, so hat man durch eingesetzte Scheider, d. h. verticale Wände von geringer Höhe, zu bewirken, daß die Rauchgase der einzelnen Canäle sich erst mit einander vereinigen, nachdem sie schon die verticale Richtung angenommen haben.

Wie schon bemerkt worden, wird bei Locomotiven und Locomobilen, bei denen man dem Schornsteine nur eine geringe Höhe geben kann, die Zugbeförderung durch den ausblasenden Dampf der Maschine bewirkt, in welcher Beziehung auf das in Thl. III, 2, über das Blasrohr Gesagte verwiesen werden muß. Man hat auch wohl die Beförderung des Zuges durch Dampfstrahlgebläse (s. Thl. III, 2) erreicht, welche, neben der Feuerung aufgestellt, die durch einen austretenden Dampfstrahl fortgerissene Luft unter den Rost pressen, doch sind diese Anordnungen nur selten für Dampfkessel, häufiger für Flammöfen in Anwendung gebracht worden. Auf den Dampfschiffen, auf welchen die Schornsteine ebenfalls nur mäßige Höhen erhalten können und abblasender Dampf wegen der vorhandenen Condensationsvorrichtungen nicht zur Verfügung steht, erzeugt man den genügenden Zug durch die bekannten verticalen, drehbar aufgestellten Saugröhren mit muschel-

förmig erweiterten Auffangeöffnungen, welche dem Winde entgegen gerichtet werden.

Beispiel. Welche Weite wäre nach der vorstehenden Theorie einer Esse zu geben, welche bei 25 m Höhe den Rauch eines Feuerherdes abzuführen hat, auf dem stündlich 100 kg Sinterkohlen verbrannt werden?

Nimmt man nach §. 253 die für 1 kg Kohle erforderliche Luftmenge von gewöhnlicher Temperatur $t_0 = 12^0$ C. zu 14 cbm an, so hat man pr. Secunde $V = \frac{100 . 14}{60 . 60} = 0{,}389$ cbm Luft in den Rost einzuführen. Setzt man ferner eine Temperatur im Schornsteine $t = 300^0$, also $T = 573^0$, voraus und nimmt, wie oben angegeben, $\zeta_z + \zeta_r = 30$ und $\zeta_s = \frac{1}{20} = 0{,}05$ mit $T_0 = 273 + 12 = 285$ an, so bestimmt sich der Querschnitt S der Schornsteinmündung durch die Gleichung:

$$V = 0{,}389 = S \sqrt{\frac{2 . 9{,}81 . 25}{30 + 0{,}05 \frac{h}{d}} \frac{573 - 285}{573^2} 285}.$$

Nimmt man zunächst für $\frac{h}{d}$ unter dem Wurzelzeichen den Werth von etwa 40, also $0{,}05 \frac{h}{d} = 2$ an, so geht obiger Ausdruck über in:

$$0{,}389 = S \sqrt{\frac{2 . 9{,}81 . 25}{32} \frac{288 . 285}{573^2}} = 1{,}957\, S,$$

woraus $S = \frac{0{,}389}{1{,}957} = 0{,}1988$ qm = *rot.* 0,2 qm entsprechend einem Durchmesser der kreisförmigen Oeffnung $d = 0{,}505$ m folgt.

In Wirklichkeit wird man einem Schornsteine wie dem vorstehend berechneten meist größere Querschnittsdimensionen geben. So würde derselbe nach den Angaben v. Reiche's (s. §. 264) etwa eine Oeffnung $S = 0{,}25$ bis 0,30 qm entsprechend einem Durchmesser $d = 0{,}56$ bis 0,62 m zu erhalten haben.

§. 263. **Schornsteine.** Die Schornsteine werden fast ganz allgemein in Ziegelmauerwerk ausgeführt und nur in einzelnen Fällen stellt man sie aus Eisenblech her, wenn der Gebrauch nur ein vorübergehender ist, oder wenn die ungenügende Widerstandsfähigkeit des Baugrundes der Ausführung eines gemauerten Schornsteins im Wege steht. Als Querschnittsform wählt man für alle größeren Schornsteine den Kreis, da hierbei einerseits der aufsteigende Rauch der verhältnißmäßig geringsten Reibung ausgesetzt ist und andererseits der Winddruck gegen die abgerundete Außenfläche, welcher ein Umstürzen des Schornsteins anstrebt, ebenfalls kleiner ist als der gegen ebene Flächen. Da die runde Form indessen die Herstellung von Formsteinen erfordert, so giebt man auch vielfach den Schornsteinen einen geradlinig begrenzten Querschnitt, welcher die Verwendung gewöhnlicher Mauerziegel

gestattet, und zwar wird das Quadrat meistens nur für die kleineren, das regelmäßige Achteck dagegen vielfach für die Schornsteine von mittlerer Höhe angewandt. Der Sockel der Schornsteine bis zur Höhe von einigen Metern wird jedoch immer viereckig gemacht.

Die Weite der Schornsteine pflegt man entweder überall gleich groß zu wählen, welche Construction den geringsten Materialaufwand ermöglicht, oder man vergrößert sie nach unten hin aus Rücksichten der Stabilität, was besonders bei den höchsten Schornsteinen erforderlich ist. Schornsteine nach oben hin zu erweitern ist zwar vorgeschlagen worden, wird aber meistens nicht befolgt, da hiermit die Kosten vergrößert werden und die Stabilität vermindert wird. Auch scheint eine Erweiterung nach oben hin den Zug zu schwächen, indem von oben an dem Umfange der weitern Mündung kalte Luft von außen niedersinkt und die Zugkraft beeinträchtigt, ein Vorgang, welcher überhaupt bei Schornsteinen beobachtet wird, die eine unverhältnißmäßig große Weite haben.

Die Wandstärke der Schornsteine ist natürlich oben an der Mündung am kleinsten und schwankt nur innerhalb geringer Grenzen von etwa 0,12 und 0,25 m (entsprechend einer halben beziehungsweise ganzen Steinlänge), und zwar wählt man diese Wandstärke um so größer, je weiter der Schornstein ist. Man kann daher für die engsten Schornsteine von etwa 0,5 m Weite und darunter die obere Wandstärke $e = 0{,}12$ m und für die weiteren Schornsteine bis zu 2 m Durchmesser eine Wandstärke von $e = 0{,}25$ m annehmen. Nach unten hin muß die Wandstärke immer zunehmen, und zwar pflegt man die Verstärkung nicht stetig, sondern mit Rücksicht auf die Herstellung in gewissen Absätzen vorzunehmen, wie aus der Zeichnung des achteckigen Schornsteins der Fig. 494 (a. f. S.) ersichtlich ist. Man giebt hierbei den Außenflächen eine solche Böschung, wie sie erforderlich ist, um den lichten Querschnitt entweder in der ganzen Höhe gleich groß oder nach unten in dem gewünschten Verhältnisse größer zu erhalten. Diese Böschung der gewöhnlichen Schornsteine schwankt hiernach etwa zwischen 0,01 und 0,025, nur sehr schlanke Schornsteine von mäßiger Höhe haben zuweilen eine Böschung unter 0,01. In Betreff der Verstärkung der Wand nach unten hin giebt v. Reiche die Regel, dieselbe solle bei Absätzen

von 6 bis 12 m je 0,125 m

oder

von 3 bis 6 m je 0,065 m

betragen.

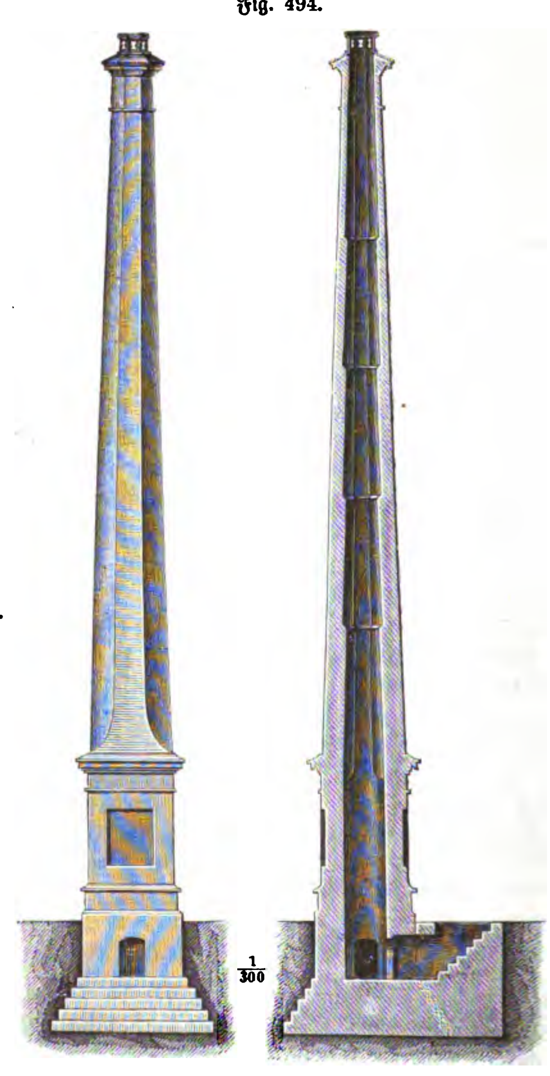
Für diese Zunahme der Wandstärke, sowie für die Vergrößerung des Durchmessers nach unten hin sind vorzugsweise die Rücksichten auf eine genügende Sicherheit gegen das Umstürzen durch Winddruck maßgebend.

Die Größe des Winddrucks ist nach §. 190 für jeden Quadratmeter einer ebenen zur Windrichtung senkrechten Fläche zu

$$p = 3\,\frac{c^2}{2\,g}\,\gamma$$

anzunehmen, wenn c die Windgeschwindigkeit und γ das Gewicht von 1 cbm

Fig. 494.



Luft bedeutet. Nimmt man die größte Geschwindigkeit eines orkanartigen Sturmes zu etwa 35 m und $\gamma = 1{,}3$ kg an, so erhält man für den größten Winddruck den Werth:

$$p = 3 \frac{35^2}{2 \cdot 9{,}81} 1{,}3 = 243 \text{ kg},$$

wofür in runder Zahl 250 kg gesetzt werden möge. Rankine giebt für Glasgow den größten Winddruck zu 269 kg an, v. Reiche empfiehlt, für die Construction einen Winddruck von 300 kg anzunehmen.

Dieser Druck gegen eine ebene, zur Windrichtung senkrechte Fläche ist für viereckige Schornsteine in Rechnung zu stellen. Bei sechs- und achteckigen, sowie runden Schornsteinen ist die zur Windrichtung senkrechte Projection der Schornsteinfläche als gedrückt anzusehen, und zwar kann man den Druck pr. Quadratmeter dieser Projection zu αp und zwar zu:

$0{,}75\, p$ für sechsseitige,
$0{,}65\, p$ für achtseitige,
$0{,}5\, p$ für runde Schornsteine

annehmen. Wird nun für einen Schornstein von der Höhe h mit D der äußere Durchmesser oben und D_1 derselben unten bezeichnet, so ist die gedrückte Fläche ein Trapez von dem Inhalte:

$$F = \frac{D + D_1}{2} h,$$

und also der Winddruck:

$$P = F\alpha p = \frac{D + D_1}{2} h \alpha p.$$

Den Angriffspunkt für diese Kraft hat man in der Höhe des Schwerpunktes der Fläche F anzunehmen, welche Höhe nach Thl. I für das Trapez zu:

$$l = \frac{h}{3} \frac{D_1 + 2D}{D + D_1}$$

folgt. Diese Höhe ist wegen der nur wenig verjüngten Form in der Regel nicht wesentlich von $\frac{h}{2}$ verschieden.

Das auf Umsturz wirkende Moment hat daher den Werth:

$$M = Pl = \frac{D_1 + 2D}{6} \alpha p h^2.$$

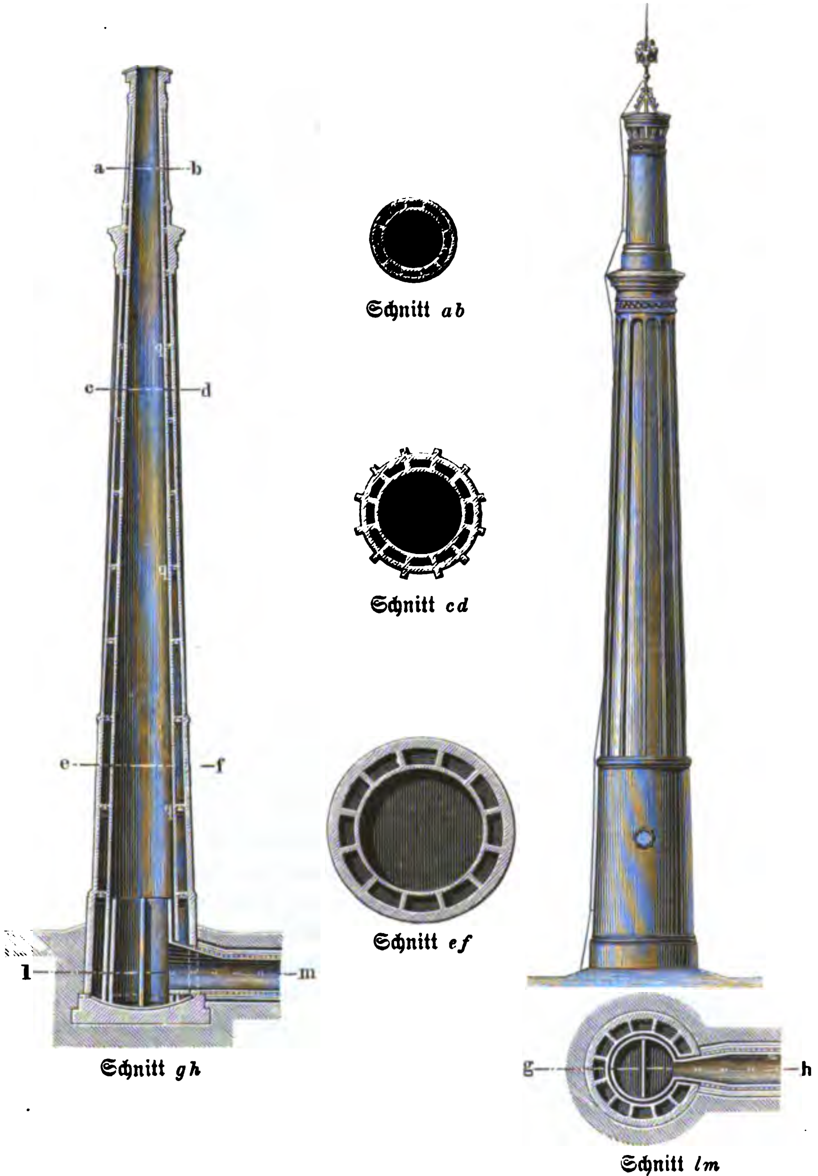
Diesem Momente muß der Schornstein vermöge seiner Stabilität widerstehen, da man den Schornstein nicht wie einen homogenen Stab betrachten kann, welcher durch seine relative Festigkeit dem Abbrechen Widerstand leistet.

Hierzu würde nämlich erforderlich sein, daß der Mörtel an der dem Winde zugekehrten Seite Zugspannungen aufnehmen könne, worauf im Allgemeinen nicht, oder doch nur in sehr geringem Grade zu rechnen ist. Bezeichnet man daher mit $G = V\gamma_1$ das Gewicht des Schornsteins vom Volumen V und dem specifischen Gewichte γ_1 des Mauerwerks, und setzte man $M = G\,\frac{D_1}{2}$, so würde die resultirende Kraft aus dem Gewichte G und dem Winddrucke P nach dem in Thl. II, 1, über die Stützlinie von Futtermauern Gesagten die Grundfläche des Schornsteins gerade in deren äußerster Kante treffen. Es lassen sich gegen die Zulässigkeit dieser Annahme dieselben Bemerkungen anführen, welche in Bezug auf Futtermauern gemacht wurden. Es würde nämlich unter dieser Voraussetzung der resultirende Druck in der besagten Kante so groß werden, daß daselbst das Mauerwerk zerdrückt werden müßte, und es würden an der entgegengesetzten Kante Zugspannungen auftreten, welchen der Mörtel nicht widerstehen kann. Man wird daher, wie auch bei Futtermauern üblich, den Hebelsarm für das Stabilitätsmoment kleiner als $\frac{D_1}{2}$ anzunehmen haben, d. h. man hat die Abmessungen so anzuordnen, daß die Stützlinie die Grundfläche in einer entsprechenden Entfernung von der äußern Kante trifft. Es wird sich empfehlen, die Stärken so zu bestimmen, daß in der Grundfläche an der dem Winde zugekehrten Seite die Druckspannung s_d, welche durch das Eigengewicht des Schornsteins erzeugt wird, gerade aufgehoben wird durch die daselbst durch das Moment des Winddruckes hervorgerufene Zugspannung s_z, so daß an dieser Stelle die resultirende Spannung gleich Null wird. Es muß in dieser Beziehung auf das in Thl. II, 1, über Futtermauern Gesagte verwiesen werden, und man kann ganz in derselben Weise wie dort auch die Stützlinie für den Schornstein entwerfen, indem man denselben von oben nach unten in eine größere Anzahl von Stücken getheilt denkt, für welche man einzeln die Gewichte und Windkräfte ermittelt, um dieselben in bekannter Weise zu einem Polygon zusammenzusetzen, durch dessen Endpunkte die Stützlinie zu zeichnen ist.

Die oben gestellte Bedingung, in dem Schornsteine nirgends Zugspannungen auftreten zu lassen, führt allerdings in vielen Fällen zu größeren Mauerstärken, als sie in der Wirklichkeit meistens gefunden werden und hieraus erklärt es sich, warum das Umstürzen von Fabrikschornsteinen beim Auftreten besonders heftiger Stürme nicht zu den Seltenheiten gehört.

Um mit möglichst geringem Materialaufwande doch hinreichend sichere hohe Schornsteine auszuführen, hat man dieselben vielfach doppelwandig nach Art der Fig. 495 gebaut, welche einen Schornstein darstellt, wie sie für die bekannten Hoffmann'schen Ringöfen in Hunderten von Exemplaren

Fig. 495.


a
b
c
d
e
f
l
m
g
h
Schnitt ab
Schnitt cd
Schnitt ef
Schnitt gh
Schnitt lm

ausgeführt worden sind. Der 47,1 m hohe Schornstein, von unten 1 m und an der Mündung 3 m lichtem Durchmesser, ist vom Fundament bis zur

Fig. 497.

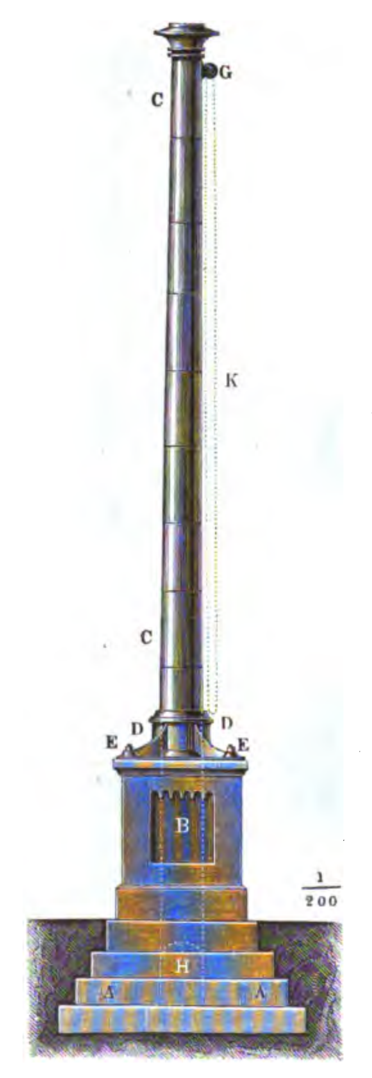
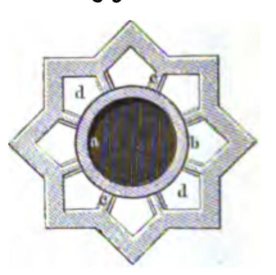


Fig. 496.



Bekrönung aus zwei concentrischen Mänteln bestehend, die durch radiale, im Verbande mit den Mänteln ausgeführte Stege mit einander verbunden sind, welche Stege im mittlern Theile als hervorragende Rippen nach außen fortgesetzt sind, wie aus den entsprechenden Durchschnitten hervorgeht. Die Mäntel und Stege sind mit Ausnahme des untern Theiles vom äußern Mantel, welcher $1^1/_2$ und 1 Stein stark ist, nur in einer Stärke von $^1/_2$ Stein ausgeführt.

Solche doppelwandige Schornsteine wendet man in den Vereinigten Staaten von Nordamerika vielfach an, und man benutzt den Zwischenraum zwischen beiden Mänteln oft zu Zwecken der Ventilation von Arbeits- und anderen Räumen, in welchem Falle natürlich die Querverbindungen *q*, Fig. 495, weggelassen werden. Ein eigenthümlicher Schornstein dieser Art ist der von Sellers in Philadelphia*), dessen Querschnitt nach Fig. 496 sternförmig ist. Der innere cylindrische

*) Siehe Radinger, Die Dampfkessel rc., Bericht über die Ausstellung 1873.

Mantel a ist bei einer Schornsteinhöhe von 35 m nur 0,12 m im Mauerwerk stark und äußerlich von einem dünnwandigen Blechrohr b umgeben, welches von außen durch die Rippen c des Mauerwerks gestützt wird, ohne an der Ausdehnung behindert zu sein. Der äußere Mantel hat eine Mauerstärke von 0,23 m, die Rippen sind 0,115 m stark; die acht Schlote d dienen zu Ventilationszwecken.

Ein eiserner Schornstein ist durch Fig. 497 dargestellt. Das aus einzelnen Schüssen von 4 bis 6 mm starkem Blech zusammengesetzte Rohr ist in die gußeiserne Grundplatte D eingesetzt, welche durch Ankerbolzen E mit dem gemauerten Fundamentsockel AB verankert ist. Die Einmündung des Fuchses in den Sockel ist bei B angeordnet und bei H eine Putzthür zum Reinigen vorhanden. Die am Essenkopfe angebrachte Rolle G dient dazu, vermittelst der Kette K einen Arbeiter zum Zwecke des Anstreichens emporzuziehen. Hohen, eisernen Schornsteinen giebt man die genügende Widerstandsfähigkeit gegen den Winddruck vielfach durch drei oder vier eiserne Spannstangen, welche von einem in geeigneter Höhe am Schornsteine angebrachten Ringe in schräger Richtung nach unten hin ausgehen, und deren untere Enden mit dem Fußboden verankert sind. Die in diesen Stangen durch den Winddruck hervorgerufenen Zugspannungen sind in ähnlicher Art zu ermitteln, wie dies in Thl. II, 1, hinsichtlich der Spannstangen der Perrondächer, gezeigt worden ist.

Eiserne Schornsteine werden, wie erwähnt, nur ausnahmsweise ausgeführt, ihre Dauer ist nur gering, da sie sehr schnell durchrosten und besonders stark angegriffen werden, wenn die entweichenden Rauchgase saure Dämpfe enthalten, wie dies namentlich bei Holzfeuerung (Holzessig) vorkommt.

Ueber die Verhältnisse gemauerter Schornsteine möge noch die folgende, aus v. Reiche's Werke über Dampfkessel entnommene Zusammenstellung (a. f. S.) angeführt werden.

Die in der letzten Reihe unter p enthaltenen Zahlen geben die Werthe des Winddrucks pr. Quadratmeter an, welche sich aus dem Stabilitätsmomente ermitteln, wobei zu bemerken ist, daß Schornsteine nach den Dortmunder Verhältnissen mehrfach umgeweht worden sind.

Verhältnisse einiger Dampfschornsteine.

Ort	Höhe	Lichte Weite		Wandstärke		p
		oben	unten	oben	unten	
	m	m	m	m	m	
Port Dundas, Glasgow . .	138	3,1	6,44	0,35	1,58	613
St. Rollox, Glasgow . . .	132,7	3,34	10,42	0,35	0,79	470
Bolton	112	1,44	8,06	0,25	1,22	641
Barmen	103,9	2,5	2,5	0,392	1,308	372
Bochum	103,57	2,9	5,02	0,39	2,04	959
West-Cumberland	75,59	3,9	6,54	0,34	0,56	500
Dortmund	25,11	0,94	0,94	0,13	0,28	107

§. 264. **Verhältnisse der Kessel.** Für die Größe, d. h. die Leistungsfähigkeit eines Dampfkessels, ist die Dampfmenge maßgebend, welche derselbe in einer gewissen Zeit aus Wasser von bestimmter Temperatur zu erzeugen vermag. Ist diese Dampfmenge bestimmt, worüber im folgenden Capitel, in welchem die Dampfmaschinen näher besprochen werden, gehandelt werden wird, so kann hieraus nach den Angaben des vorhergegangenen Capitels die Wärmemenge ermittelt werden, welche zur Erzeugung dieses Dampfes aufgewendet werden muß, und man kann daraus nach den Angaben über die von den Brennmaterialien nutzbar zu machenden Wärmemengen (§. 252) einen weitern Schluß auf die in bestimmter Zeit zu verbrauchende Brennmaterialmenge ziehen. Damit diese letztere auf dem Roste auch wirklich verbrannt werden könne, ist eine bestimmte Größe der Rostfläche erforderlich, welche so bemessen sein muß, daß die zur Verbrennung erforderliche Luftmenge (s. §. 253) bei der durch den Schornstein erzeugten Geschwindigkeit (§. 262) durch die Zwischenräume zwischen den Roststäben eintreten kann. Die Größe des durch diese Zwischenräume dargebotenen Querschnitts R_f nennt man die freie im Gegensatz zur ganzen oder totalen Rostfläche R_t. Das Verhältniß der freien zur totalen Rostfläche richtet sich nach den Abmessungen der Roststäbe, wie solche durch die Eigenthümlichkeiten des Brennmaterials bedingt werden und schwankt im Allgemeinen bei den üblichen Feuerungsanlagen zwischen $\frac{R_f}{R_t} = {}^1/_4$ bis ${}^1/_3$ für Steinkohlen und Coaks, $\frac{R_f}{R_t} = {}^1/_6$ bis ${}^1/_5$ für Torf, Holz und Braunkohlen.

Es ist aber außer einer bestimmten Größe der Rostfläche R auch erforderlich, daß die in der Feuerung sich entwickelnden Gase mit einer hinlänglich großen Kesseloberfläche in Berührung kommen, um Gelegenheit zu haben, ihre Wärme an den Kessel abzugeben, d. h. es ist auch für eine zu erzielende Verdampfung eine bestimmte vom Feuer berührte Heizfläche des Kessels mindestens erforderlich. Es ist von vornherein klar, daß eine bestimmte Kesselheizfläche sehr verschiedene Wärmemengen aufzunehmen, daher auch sehr verschiedene Dampfmengen zu erzeugen vermag, je nachdem sie mit Verbrennungsproducten von einer höhern oder niedern Temperatur in Berührung kommt. Demgemäß werden die direct über der Feuerung gelegenen Theile der Kesselwandung für jeden Quadratmeter sehr viel mehr Dampf zu liefern vermögen als die entfernteren Theile, welche von den Verbrennungsproducten erst erreicht werden, nachdem dieselben bereits beträchtlich abgekühlt worden sind. In dieser Hinsicht machte man wohl früher eine Unterscheidung zwischen der directen und indirecten Heizfläche, indem man unter der erstern die in der Nähe der Feuerung befindliche Heizfläche verstand, welche vorzugsweise die strahlende Wärme des Feuers empfängt, während an die indirecte Heizfläche die Wärme der Feuergase hauptsächlich durch Leitung abgesetzt wird. Selbstverständlich ist die Wirksamkeit der directen Heizfläche viel größer als die der indirecten, und man schätzt die erstere wohl zuweilen auf das Vier- bis Fünffache der letztern. Diese Annahmen sind aber ebenso unsicher wie diejenigen, welche man über die verhältnißmäßigen Größen der directen und indirecten Heizfläche bei verschiedenen Kesseln machen kann, für welche ein scharfer Unterschied überhaupt nicht anzugeben ist. Man nahm in dieser Hinsicht vormals wohl an, daß die directe Heizfläche bei guten Kesseln $^1/_{11}$, bei Cornwall'schen Kesseln $^1/_{25}$ und bei Schiffskesseln $^1/_8$ bis $^1/_9$ der ganzen Heizfläche betragen möge, doch ist man neuerdings fast ganz davon zurückgekommen, einen solchen Unterschied überhaupt noch festzuhalten. Man spricht daher in der Regel nur von der durchschnittlichen Leistungsfähigkeit der Heizfläche einer Kesselanlage, indem man als Maß dafür die Wassermenge in Kilogrammen versteht, welche jeder Quadratmeter stündlich in Dampf zu verwandeln vermag. Daß dieser durchschnittliche Betrag, welcher in gewissem Sinne als der Werth der betreffenden Heizfläche aufgefaßt werden kann, sehr verschieden für verschiedene Kesselanlagen ausfällt, ist ersichtlich, und es schwankt denn auch diese Größe bei den gewöhnlichen Anlagen etwa zwischen 10 und 30 kg. Nach d'Arcet kann im allergünstigsten Falle eine dünne Blechwand von 1 qm Größe, welche in ihrer ganzen Ausdehnung der directen Flamme ausgesetzt ist, stündlich 65 bis 70 kg Wasser verdampfen. Es ist aber ohne Weiteres klar, daß mit einer großen Verdampfungsfähigkeit einer Heizfläche eine vortheilhafte Benutzung der erzeugten

Wärme unvereinbar ist, indem die von dem Kessel abziehenden Rauchgase um so mehr Wärme entführen, je höher die Temperatur ist, mit welcher sie den Kessel verlassen. So ergab sich z. B., daß bei den betreffenden Versuchen von d'Arcet bei der größten Leistungsfähigkeit der Heizfläche von 65 bis 70 kg mit 1 kg Steinkohle nur 1 kg Wasser verdampft wurde; ein sehr unvortheilhaftes Resultat gegenüber dem mit gewöhnlichen Kesseln erreichbaren, bei welchen man mit der Steinkohle das Sechs- bis Neunfache ihres Gewichts Wasser von gewöhnlicher Temperatur verdampft. Mit Rücksicht auf eine sparsame Verwendung des Brennmaterials richtet man daher die Dampfkessel keineswegs für eine möglichst große Verdampfungsfähigkeit der Heizfläche, sondern so ein, daß die Verbrennungsproducte möglichst weit abgekühlt werden, d. h. man giebt den Kesseln thunlichst große Heizflächen, und zwar macht man diese Flächen verhältnißmäßig um so größer, je höher der Preis des Brennmaterials ist.

Es muß bemerkt werden, daß auch für einen und denselben Dampfkessel die Wirkungsfähigkeit der Heizfläche verschieden ausfällt, je nachdem die Befeuerung mehr oder minder lebhaft vorgenommen wird. Es ist bei vielen Dampfkesseln das erforderte Dampfquantum zu verschiedenen Zeiten verschieden groß, je nach dem Arbeitsbetrage, welchen die Dampfmaschinen jeweilig zu leisten haben, und daher kommt es nicht selten vor, daß eine ausnahmsweise große Dampferzeugung zeitweise durch lebhafteres Befeuern des Kessels erzielt wird, d. h. daß der Kessel stark angestrengt, forcirt wird. In diesem Falle nimmt also die auf jedem Quadratmeter Rostfläche stündlich zur Verbrennung gelangende Brennstoffmenge einen höhern Werth an, und die reichlicher erzeugten Verbrennungsproducte entweichen, da sie nun weniger Gelegenheit zur Abgabe ihrer Wärme an den Kessel finden, mit höherer Temperatur nach dem Schornsteine. Die durch jedes Kilogramm Brennstoff verdampfte Wassermenge ist daher kleiner, d. h. der Wirkungsgrad eines Kessels muß beim Forciren desselben abnehmen. Ueber die Verhältnisse, welche für mehr oder minder stark angestrengte Kessel gelten, giebt am besten die folgende, dem v. Reiche'schen Werke über Dampfkessel entnommene Tabelle Aufschluß, in welcher die Kessel, je nachdem sie mehr oder minder lebhaft befeuert oder angestrengt werden, in vier verschiedene Classen gesondert erscheinen. Diese Tabelle ergiebt, entsprechend dem Vorbemerkten, daß die nutzbar gemachte Wärme um so kleiner ausfällt, je mehr der Kessel angestrengt wird, d. h. je geringer die verhältnißmäßige Heizfläche angenommen wird.

Was überhaupt den Wirkungsgrad des Kessels anbetrifft, so ist schon früher bemerkt, daß ein großer Theil der aus dem Brennmaterial entwickelten Wärme durch die aus dem Schornsteine entweichenden Verbrennungsproducte entführt wird, und daß beispielsweise dieser Verlust zu etwa $\frac{300}{1500} = 0{,}20$

also zu 20 Proc. ausfällt, wenn diese Producte mit 300° C. entweichen und die Temperatur der Feuerung 1500° beträgt. Hierbei ist vorausgesetzt, daß eine vollständige Verbrennung auf dem Roste stattfindet und weder Kohlentheilchen als Ruß, noch unverbranntes Kohlenoxydgas durch den Schornstein entweichen. Da dies in aller Strenge niemals erreicht werden kann und besonders unmittelbar nach der Beschickung des Rostes in der Regel nicht erreicht wird, und da außerdem beträchtliche Wärmemengen von dem Kesselgemäuer, Aschenfall u. s. w. durch Leitung und Strahlung verloren gehen, so ist es erklärlich, warum der eigentliche Wirkungsgrad der Dampfkesselfeuerungen in der Regel den Werth von $^2/_3$ nicht übersteigt und oftmals darunter bleibt. Es muß daher die in der nachstehenden Tabelle für stark geschonte Kessel angegebene Verdampfung von 9 kg Wasser mit 1 kg Steinkohle als eine vorzügliche Leistung angesehen werden, welche auch nur erreichbar sein dürfte, wenn das dem Kessel zugeführte Speisewasser einer entsprechenden Vorwärmung durch die Rauchgase oder den gebrauchten Dampf der Dampfmaschinen unterworfen wird.

Verhältnisse für Dampfkessel.

Art des Betriebes	Pro Stunde			Verhältniß Heizfläche / Rostfläche	1 kg Kohle erzeugt Dampf	
	1 qm Heizfläche		1 qm Rostfläche verbrennt Kohle			
	erzeugt Dampf	verbraucht Kohle				
Stark geschont . . .	10	1,11	40—60	36—54	9	Westphälische Steinkohle.
Mäßig geschont . .	16,66	2,08	60—80	29—38	8	
Mäßig angestrengt .	23,33	3,33	80—100	24—30	7	
Stark angestrengt .	30	5,0	100	20	6	
Stark geschont . . .	10	3,33	100	33	3,33	Beste Braunkohle.
Mäßig geschont . .	16,66	5,55	100—200	18—36	3,0	
Mäßig angestrengt .	23,33	8,75	200—300	11—34	2,66	
Stark angestrengt .	30	12,85	300—450	15—35	2,33	
Locomobile	40	5	230	46	8	
Locomotive	30	6	192	32	5	

Ueber den Einfluß, welchen eine Vergrößerung der Kesselheizfläche auf die Ausnutzung der Wärme und beziehungsweise auf die Abkühlung der Verbrennungsproducte ausübt, kann man sich durch Rechnung ein ungefähres Urtheil verschaffen,

wenn man über die verhältnißmäßige Wärmeabgabe seitens der Rauchgase an die Kesselwandung eine gewisse Annahme macht. Man nehme zu dem Zwecke etwa an, die übergehende Wärmemenge sei unter sonst gleichen Verhältnissen proportional mit der Temperaturdifferenz zwischen den Feuergasen und der Dampfkesselwandung und betrage pr. Quadratmeter Heizfläche und für 1° C. Temperaturunterschied in jeder Stunde w Wärmeeinheiten. Ferner sei t_f die Temperatur der Gase in dem Feuerraume, t_s diejenige im Schornsteine, t_0 die der atmosphärischen Luft und t_k die mittlere Temperatur der Kesselwandung. Bezeichnet man nun allgemein mit z die Temperatur der Heizgase an irgend einer Stelle des Kessels, so geht daselbst durch das unendlich kleine Flächenelement ∂F der Heizfläche in der Stunde die Wärmemenge:

$$\partial W = \partial F . w \, (z - t_k)$$

von den Gasen an den Kessel über. Hierdurch werden diese Gase eine Temperaturerniedrigung um die kleine Größe ∂z erfahren und man hat, unter G das Gewicht der in jeder Stunde vorbeiziehenden Gase und unter c deren specifische Wärme verstanden, daher die Gleichung:

$$\partial W = \partial F w \, (z - t_k) = G c \partial z$$

oder

$$w \partial F = G c \frac{\partial z}{z - t_k}.$$

Hieraus erhält man durch Integration zwischen den Grenzen $z = t_f$ im Feuerraume und $z = t_s$ im Schornsteine:

$$w F = G c \, ln \frac{t_f - t_k}{t_s - t_k},$$

oder

$$w = \frac{G c}{F} \, ln \frac{t_f - t_k}{t_s - t_k} \quad \dots \dots \dots \dots \quad (1)$$

Die Temperatur t_s im Schornsteine folgt hiernach aus:

$$e^{\frac{w F}{G c}} (t_s - t_k) = t_f - t_k$$

zu

$$t_s = t_k + \frac{t_f - t_k}{e^{\frac{w F}{G c}}} \quad \dots \dots \dots \dots \quad (2)$$

Um diese Temperatur t_s zu berechnen, handelt es sich zunächst darum, die Größe w zu bestimmen. Man nehme zu dem Ende an, daß nach den vorstehenden Angaben erfahrungsmäßig 1 qm Heizfläche im Mittel stündlich 20 kg Dampf erzeugt, und setze die erfahrungsmäßig beobachtete Temperatur im Schornsteine $t_s = 300^0$ und etwa $t_f = 1400^0$ voraus. Wenn man die zur Verdampfung von 1 kg Wasser erforderliche Wärmemenge hierfür genau genug gleich 640 W.-E. setzt, so ist die durch 1 qm stündlich hindurchgegangene Wärme durch

20 . 640 = 12 800 W.-E.

dargestellt. Da diese Wärme von den auf ein Quadratmeter entfallenden Ver-

brennungsproducten hergegeben wird, deren Gewicht G sein soll und deren Temperatur von t_f auf t_s ermäßigt wird, so hat man:

$$G c\,(t_f - t_s) = 12\,800,$$

also:

$$G c = \frac{12\,800}{t_f - t_s}.$$

Setzt man daher in den Ausdruck (1) diesen Werth von Gc, sowie $F = 1$, $t_f = 1400$ und $t_s = 300$ ein und nimmt die Temperatur des Kessels zu $t_k = 150^0$ an, so erhält man:

$$w = \frac{12\,800}{1400 - 300}\, ln\, \frac{1400 - 150}{300 - 150} = 11{,}636\, ln\, \frac{1250}{150} = 24{,}672.$$

Setzt man diesen Werth für w in die Gleichung (2) ein, so kann man die Temperatur t_s berechnen, mit welcher die Rauchgase in den Schornstein treten und hiermit den durch dieselben veranlaßten Wärmeverlust ermitteln.

Nimmt man z. B. für jedes Kilogramm stündlich zu verbrennender Kohle eine Luftmenge von $G = 22$ kg an und nimmt für einen mäßig geschonten Kessel für je 1 kg Steinkohle 0,5 qm Heizfläche, so erhält man mit $t_f = 1400^0$ und $t_k = 150^0$ und $c = 0{,}24$ aus (2) die Schornsteintemperatur:

$$t_s = 150 + \frac{1250}{2{,}7183^{\frac{24{,}672\,.\,0{,}5}{22\,.\,0{,}24}}} = 150 + 120{,}9 = 270{,}9^0\,C.$$

Wollte man dagegen die Heizfläche nur halb so groß gleich 0,25 qm oder doppelt so groß gleich 1 qm für jedes Kilogramm stündlich zu verbrennender Kohle annehmen, so erhielte man die entsprechenden Schornsteintemperaturen zu:

$$t_s = 150 + \frac{1250}{2{,}7183^{\frac{24{,}672\,.\,0{,}25}{22\,.\,0{,}24}}} = 538{,}7^0\,C.$$

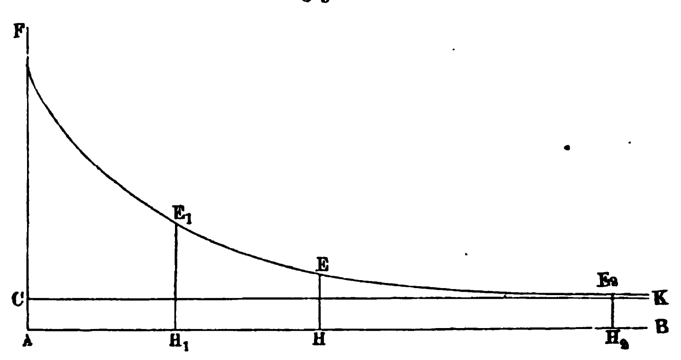
und

$$t_s = 150 + \frac{1250}{2{,}7183^{\frac{24{,}672\,.\,1}{22\,.\,0{,}24}}} = 161{,}7^0\,C.$$

Man kann sich von dem Einflusse, welchen eine Vergrößerung der Heizfläche auf die Ermäßigung der Schornsteintemperatur ausübt, ein anschauliches Bild durch das Diagramm, Fig. 498 (a. f. S.) machen, in welchem auf der horizontalen Axe AB die Größe der Heizfläche für je 1 kg zu verbrennender Kohle aufgetragen ist, während die Ordinate $AF = t_f$ die Temperatur der Feuerung und $AC = t_k$ diejenige des Kessels vorstellt. Trägt man die verschiedenen oben angenommenen Heizflächen $F = 0{,}5$ qm, 0,25 qm und 1 qm als AH, AH_1 und AH_2 auf AB an und macht die zugehörigen Ordinaten den berechneten Temperaturen von t_s gleich, also $HE = 270{,}9^0$, $H_1E_1 = 538{,}7^0$, $H_2E_2 = 161{,}7^0$, so erhält man die Punkte E, E_1, E_2, welche in einer durch F gehenden Curve liegen. Dieselbe muß sich an die der Kesseltemperatur zugehörige Gerade CK asymptotisch anschließen, denn die Gleichung (2) läßt erkennen, daß erst für einen unendlich großen Werth von F die Temperatur der abziehenden Gase bis auf

diejenige t_k des Kessels erniedrigt wird, wie es auch von vornherein ersichtlich ist. Man erkennt aus dem Verlaufe der Curve FE, daß es nicht gerathen ist, die Heizfläche übermäßig groß anzunehmen, indem von einer gewissen Temperatur t_s an die durch eine weitere Vergrößerung der Heizfläche zu erzielende Ersparniß zu gering ausfällt, um die vermehrten Kosten eines größern Kessels aufzuwenden. Es erscheint daher praktisch gerechtfertigt, durch die Kesselheizfläche die Rauchgase nicht weiter als etwa auf 300° abzukühlen und eine noch weiter gehende Wärmeentziehung, so weit solche überhaupt thunlich ist, ohne den Zug wesentlich zu beeinträchtigen, durch Vorwärmung des Kesselspeisewassers vorzunehmen.

Fig. 498.



Beispiel. Für einen Dampfkessel, welcher in jeder Stunde 600 kg Dampf erzeugen soll, sind die Verhältnisse so zu bestimmen, daß diese Leistung bei mäßiger Anstrengung des Kessels erreicht wird.

Nach der vorstehend angegebenen Tabelle kann man im vorliegenden Falle auf einen Verbrauch $\frac{600}{7} = 85,7$ kg Steinkohlen rechnen, für welche eine Rostfläche von 1 qm angemessen ist, wie solche etwa durch einen Rost von 1,25 m Länge und 0,8 m Breite erzielt wird. Die Größe der feuerberührten Fläche ist passend zu $\frac{600}{23,33} = 25,7$ qm anzunehmen. Ordnet man etwa einen Kessel mit zwei Flammröhren an, deren Querschnitt zusammen gleich $\frac{1}{4}$ der ganzen Rostfläche, also 0,25 qm ist, so erhält man den Durchmesser für jedes Flammrohr zu $d = \sqrt{\frac{4}{\pi}\, 0,125} = 0,40$ m. Der Umfang jedes Flammrohres ist daher $d\pi = 1,257$ m. Nimmt man den Durchmesser des Kesselmantels zu 1,5 m an und stellt von dessen Fläche passend die Hälfte als feuerberührt in Rechnung, so ergiebt sich die nöthige Länge l des Kessels aus:

$$25,7 = l\pi \left(\frac{1,5}{2} + 2 \,.\, 0,4\right) = l \,.\, 4,87,$$

zu

$$l = \frac{25,7}{4,87} = 5,28 \text{ m}.$$

Wollte man dem Kessel nur ein Flammrohr geben, dessen Querschnitt 0,25 qm und dessen Durchmesser daher $d = 0,565$ m wäre, so würde die erforderliche Länge l aus:

$$25,7 = l . \pi \; (0,75 + 0,565) = l . 4,13$$

zu

$$l = \frac{25,7}{4,13} = 6,22 \text{ m}$$

folgen.

Wandstärke der Kessel. Für die Stärke δ der Wandung, welche einer cylindrischen Röhre vom Halbmesser r gegeben werden muß, damit sie dem Drucke einer Flüssigkeit im Innern von p Kilogr. pr. Flächeneinheit genügend widerstehe, ist in Thl. I, Abschn. VI, Cap. 1, die Beziehung gefunden: §. 265.

$$\delta = \frac{rp}{s} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

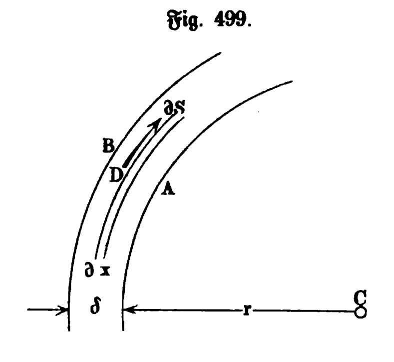
wenn s die zulässige Spannung des Röhrenmaterials bedeutet. Auch wurde daselbst gefunden, daß diese Stärke erforderlich ist, um einem Aufreißen der Röhre in der Längsrichtung vorzubeugen und daß gegen ein Abreißen in einem Kreisschnitte, wie es durch den Druck auf die Endflächen angestrebt wird, schon eine halb so große Stärke $\delta = \frac{rp}{2s}$ dieselbe Sicherheit gewährt. Dies steht auch im Einklange mit der Erfahrung, wonach bei Dampfkesselexplosionen ein Abreißen der Kesselwand nach einem Querschnitte wohl nur höchst selten oder überhaupt gar nicht beobachtet worden ist.

Die angegebene Formel $\delta = \frac{rp}{s}$ ist, wie auch an der betreffenden Stelle angeführt wurde, unter der Voraussetzung entwickelt, daß die Spannung des Materials in allen Punkten der Querschnittsfläche denselben Werth habe, eine Voraussetzung, welche in aller Strenge nicht zutrifft und nur für geringe Stärken und Pressungen zulässig erscheint. Für die hohen Spannungen, denen die Dampfkessel ausgesetzt sind, wird man eine genauere Ermittelung vornehmen müssen und es kann dieselbe etwa unter der von Brix gemachten Annahme durchgeführt werden, daß die Dicke δ der Wand sich durch den Druck nicht ändere. Zwar wird auch diese Annahme nicht ganz streng erfüllt sein, doch gewährt sie für die immerhin nur dünnen Wandungen der Dampfkessel die genügende Annäherung.

Es werde dem entsprechend vorausgesetzt, daß die Dicke $\delta = AB$ eines cylindrischen Kessels, Fig. 499 (a. f. S.), vom innern Halbmesser r, welcher dem innern Ueberdrucke p pr. Flächeneinheit ausgesetzt ist, auch bei der durch diesen Druck hervorgerufenen Ausdehnung dieselbe Größe beibehält, wie im nicht gepreßten Zustande. Dies ist nur möglich, wenn alle einzelnen un-

endlich dünnen concentrischen Schalen, in welche man die Kesselwand zerlegt denken kann, bei der Ausdehnung ihre Halbmesser um einen und denselben kleinen Betrag ϱ vergrößern und es muß daher auch die lineare Ausdehnung des Umfangs für alle diese Schalen denselben Betrag $\lambda = 2\pi\varrho$ annehmen. Es sei etwa im Abstande $CD = x$ von der Axe eine solche Schale gedacht, deren Dicke ∂x und deren axial gemessene Länge gleich Eins sein soll und es sei λ die Ausdehnung derselben im Umfange gemessen. Es ist dann, unter E den Elasticitätsmodul des Materials verstanden, nach der Grundgleichung der Elasticitätslehre:

Fig. 499.



$$\partial S = \frac{\lambda}{2\pi x} E . \partial x \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

die Spannung in dem Querschnitte dieser Schale nach der Richtung des Umfangs. Die Gesammtspannung S des Durchschnittes AB erhält man hieraus einfach durch Integration zwischen den Grenzen $x = r + \delta$ und $x = r$ zu:

$$S = \frac{\lambda E}{2\pi} \int \frac{\partial x}{x} = \frac{\lambda E}{2\pi} \ln \frac{r+\delta}{r} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

Aus (2) ergiebt sich, daß die Spannung ∂S am größten in der innersten Schale vom Halbmesser r ist, und wenn man daher für diese eine Spannung gleich derjenigen s annimmt, welche für das Material zugelassen werden soll, wenn man also

$$\frac{\lambda E}{2\pi r} \partial x = s \partial x \quad \text{oder} \quad \frac{\lambda E}{2\pi} = s r$$

setzt, so folgt aus (3):

$$S = s r \ln \frac{r+\delta}{r}.$$

Für die Spannung S eines Querschnitts gilt aber auch:

$$2S = 2rp,$$

folglich erhält man:

$$p = s \ln \frac{r+\delta}{r}$$

oder

$$\frac{r+\delta}{r} = e^{\frac{p}{s}} = 2{,}7182^{\frac{p}{s}}.$$

Hieraus ergiebt sich denn die erforderliche Blechdicke:

$$\delta = r\left(e^{\frac{p}{s}} - 1\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

wofür annähernd:

$$\delta = r\left[\frac{p}{s} + \frac{1}{2}\left(\frac{p}{s}\right)\right]^2 = \frac{rp}{s}\left(1 + \frac{p}{2s}\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

gesetzt werden kann.

Die Größe $\frac{p}{2s}$ in der Klammer ist bei Dampfkesseln immer nur klein im Vergleich zu 1, denn wenn man auch einen Ueberdruck des Dampfes von 10 Atmosphären, also pr. Quadratcentimeter $p = 10{,}3$ kg annimmt, wie er nur selten überschritten wird, so ist $\frac{p}{2s} = 0{,}01$, da man für Schmiedeeisen eine zulässige Spannung von 500 kg pr. Quadratcentimeter unbedenklich zulassen kann. Man erkennt hieraus, daß für Dampfkessel die Stärke anstatt nach (5) auch nach der einfachern Formel (1) mit hinreichender Sicherheit bestimmt werden kann, umsomehr, als man wohl immer der durch eine dieser Formeln gefundenen Blechdicke noch eine gewisse erfahrungsmäßige constante Größe mit Rücksicht darauf hinzufügt, daß auch ohne innere Pressung der Kessel durch sein eigenes Gewicht einer gewissen Anstrengung ausgesetzt ist und daß auch die hinreichende Sicherheit noch vorhanden sein soll, wenn die Blechstärke durch Rosten verkleinert worden ist. Diese constante Größe nimmt v. Reiche zu 2 mm an, während die Formel, welche dem frühern preußischen Kesselregulativ zu Grunde gelegt war, eine Constante gleich 0,1 Zoll = 2,6 mm enthielt. Diese letztere Formel von Brix war, wenn p in Atmosphären ausgedrückt wird,

$$\delta = (2{,}7182^{0{,}003\,p} - 1)\,r + 0{,}1 \text{ Zoll}$$
$$= (2{,}7182^{0{,}003\,p} - 1)\,r + 2{,}6 \text{ mm} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

so daß hierbei also nach (4) eine zulässige Materialspannung s angenommen ist, welche sich aus $\frac{1}{s} = 0{,}003$ zu $s = 333{,}3$ Atmosphären $= 345$ kg pr. Quadratcentimeter ergiebt. Anstatt der Formel (6) kann man für Dampfkessel genügend genau mit Bezug auf (5) auch:

$$\delta = 0{,}003\,pr + 2{,}6 \text{ mm} = 0{,}0015\,pd + 2{,}6 \text{ mm} \quad . \quad . \quad (6^a)$$

setzen, wenn d den Durchmesser in Millimetern und p die Spannung in Atmosphären bedeutet. In Frankreich ist die Kesselwandstärke durch

$$\delta = 0{,}0018\,pd + 3 \text{ mm}$$

mit der Beschränkung vorgeschrieben, daß δ nicht größer als 15 mm sein

darf. Dieser Vorschrift entspricht mit Bezug auf (5) eine zulässige Materialspannung:

$$s = \frac{1}{2 \,.\, 0{,}0018} = 277{,}8 \text{ Atm.} = 286 \text{ kg pr. Quadratcentimeter.}$$

Mit Rücksicht auf die gute Wärmedurchlässigkeit erscheint die Beschränkung der Stärke für Kesselmäntel auf 15 mm zweckmäßig und es empfiehlt sich zu dem Ende, übermäßig große Kesseldurchmesser zu vermeiden. Man wählt dieselben in der Regel nicht über 1,8 m groß.

Wenn die Kessel aus Gußeisen bestehen, so können dieselben Formeln mit entsprechend geänderten Werthen der Spannung s und der Constante beibehalten werden. Das frühere preußische Kesselregulativ, in welchem noch Bestimmungen über Wandstärken enthalten waren, schrieb die Metalldicke gußeiserner Sieberöhren nach der Formel:

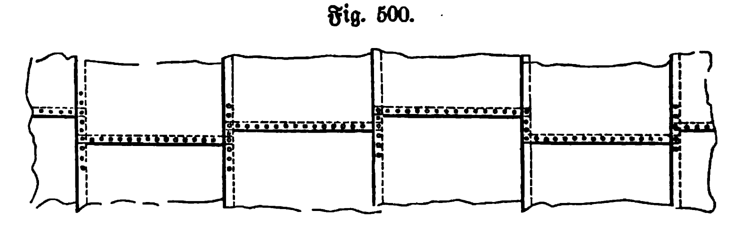
$$d = (2{,}7182^{0{,}01\,p} - 1)\, r + \tfrac{1}{3} \text{ Zoll} = (2{,}7182^{0{,}01\,p} - 1)\, r + 8{,}7 \text{ mm}$$

vor, welcher eine zulässige Spannung von 100 Atm. = 103 kg pr. Quadratcentimeter entspricht und wofür man annähernd:

$$\delta = 0{,}005\, p d + 8{,}7 \text{ mm}$$

setzen kann. In Frankreich müssen gußeiserne Sieberöhren die fünffache Wandstärke von schmiedeisernen gleicher Weite erhalten, welche demselben Drucke ausgesetzt sind.

Fig. 500.



Da die Dampfkessel aus einzelnen Blechplatten durch Vernietung hergestellt werden, so wird jede Tafel durch die Reihe der Nietlöcher verschwächt, so zwar, daß bei der üblichen Nietstärke von 20 mm und der Nietentfernung von 50 mm der etwaige Bruchquerschnitt eines Bleches nur $\frac{50 - 20}{50} = 0{,}6$ der vollen Platte beträgt. Da man aber die einzelnen Längsnähte der auf einander folgenden Kesselringe niemals in dieselbe Gerade verlegt, sondern nach Fig. 500 gegen einander versetzt, so wird der Einfluß der Verschwächung des ganzen Kessels dadurch herabgezogen und diese wird bei der Anordnung der Fig. 499, bei welcher die Naht des einen Ringes erst mit der des vierten folgenden zusammenfällt, nur $\frac{1}{3}$ von 0,4, also 0,133 betragen.

Die von anderen Autoren für die Blechstärke der Dampfkessel angegebenen Formeln geben nicht wesentlich andere Resultate als die vorstehend angeführten, und es mögen nur einige derselben hier angeführt werden.

Lamé (s. dessen Traité de l'Elasticité) und Rankine (s. dessen Manual of applied Mechanics) finden:

$$\delta = r\left(\sqrt{\frac{s+p}{s-p}} - 1\right),$$

wonach, da s viel größer ist als p,

$$\frac{s+p}{s-p} = 1 + \frac{2p}{s} + 2\left(\frac{p}{s}\right)^2,$$

sowie:

$$\sqrt{\frac{s+p}{s-p}} = 1 + \frac{p}{s} + \frac{1}{2}\left(\frac{p}{s}\right)^2$$

und daher ebenfalls:

$$\delta = \frac{rp}{s}\left(1 + \frac{p}{2s}\right)$$

gesetzt werden kann.

Einer Abhandlung über die Festigkeit der Röhren von E. Winkler*) zufolge ist annähernd zu setzen: für offene Röhren

$$\delta = \frac{rp}{s}\left(1 + \frac{5}{6}\frac{s}{p}\right)$$

und für Röhren, welche an den Enden verschlossen sind:

$$\delta = \frac{7}{8}\frac{rp}{s}\left(1 + \frac{91}{112}\frac{p}{s}\right).$$

Nach der Festigkeitslehre von Grashof dagegen ist annähernd

$$\delta = \frac{rp}{s}\left(1 + \frac{3}{2}\frac{p}{s}\right)$$

anzunehmen. v. Reiche giebt die Anweisung, die Stärke nach der Formel:

$$\delta = \frac{d}{1000}(2 + p) + 0{,}2\,\mathrm{cm}$$

festzustellen, worin d und δ in Centimetern und p in Atmosphären gegeben sind, indem dieser Formel eine zulässige Spannung gleich 500 Atmosphären und die Annahme zu Grunde liegt, daß der Druck zufällig um 2 Atmosphären wachsen und die Blechstärke durch Rosten um 2 mm abnehmen kann. Diese Formel giebt dieselbe Blechstärke wie diejenige (6^a) für einen Ueberdruck p, welcher aus:

$$0{,}0015\,pd + 2{,}6 = 0{,}001\,d\,(2 + p) + 2 \quad \text{zu} \quad p = 4 - \frac{1200}{d},$$

also z. B. für

$$d = 1200\,\mathrm{mm} \quad \text{zu} \quad p = 3$$

sich ergiebt. Für höhere Pressungen giebt die Reiche'sche Angabe kleinere, für geringere Pressungen größere Blechdicken als die Brix'sche Formel.

Beispiel. Für einen Dampfkessel von 1,5 m Durchmesser und einen Ueberdruck von $p = 5$ Atm. erhält man nach (6^a) die erforderliche Blechdicke zu:

---

*) Siehe Civilingenieur, Band 6.

$$\delta = 0{,}0015\,.\,5\,.\,1500 + 2{,}6 = 13{,}9\,\mathrm{mm},$$

nach der Formel von v. Reiche:

$$\delta = \frac{150}{1000}\,(2 + 5) + 0{,}2 = 1{,}25\,\mathrm{cm} = 12{,}5\,\mathrm{mm}.$$

Stellt man die Bedingung, daß die Blechdicke nicht größer als 15 mm sein darf, so erhält man den größten zulässigen Kesseldurchmesser bei 5 Atmosphären Ueberdruck nach Brix zu:

$$d = \frac{15 - 2{,}6}{0{,}0015\,.\,5} = 1{,}653\,\mathrm{m}$$

und nach v. Reiche:

$$d = 1000\,\frac{1{,}5 - 0{,}2}{7} = 1{,}857\,\mathrm{m}.$$

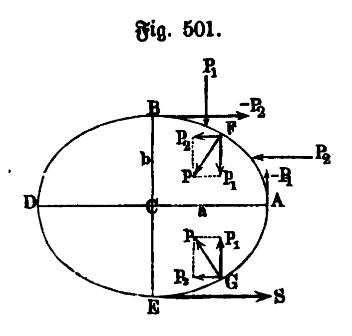
§. 266. **Wandstärke der Feuerröhren.** Die durch die Kessel gehenden Rauch- und Feuerröhren werden durch den Dampfdruck auf Zerknicken in Anspruch genommen. Würde es möglich sein, diese Röhren genau nach der Form von Kreiscylindern darzustellen und würde die Pressung ringsherum gleichmäßig gegen die Axe wirken, so würde das Material lediglich einer Druckspannung ausgesetzt sein, welche in derselben Weise zu berechnen wäre, wie die im vorhergehenden Paragraphen ermittelte Zugspannung der Kessel mit innerm Druck. Da es aber niemals möglich ist, den Querschnitt der Feuerröhren genau kreisrund zu gestalten, da insbesondere durch das Ueberblatten der Blechränder an der Nietfuge immer eine Abweichung von der kreisförmigen Querschnittsgestalt sich einstellt, so wird das Material außer der rückwirkenden Spannung noch einer gewissen Biegungsspannung ausgesetzt, welche um so größer ausfällt, je mehr die Querschnittsform von einem genauen Kreise abweicht. Die Feuerröhren werden daher, wenn sie zu geringe Widerstandsfähigkeit haben, niemals durch Zerdrücken, sondern immer durch Zerknicken zerstört, indem der äußere Dampfdruck die vorhandene Abweichung des Querschnitts von der genauen Kreisform zu vergrößern strebt. In dieser Beziehung ist die Anstrengung der Feuerröhren wesentlich ungünstiger als diejenige der Sieberöhren mit innerm Druck, da bei diesen der Dampfdruck immer bestrebt ist, eine Abweichung von der genau kreisförmigen Gestalt des Umfanges zu verringern und diese vortheilhafteste Form der größtmöglichen Widerstandsfähigkeit herzustellen. Es wird daher auch gerade bei den Feuerröhren von besonderer Wichtigkeit sein, dieselben möglichst genau kreisrund herzustellen, und in dieser Beziehung sind die geschweißten Feuerröhren, wie dieselben in allen Röhrenkesseln Anwendung finden und wie sie neuerdings in großen Durchmessern für die Flammrohrkessel ausgeführt werden, den genieteten Röhren vorzuziehen. Feuerröhren von anderm als kreisförmigen, etwa von elliptischem Querschnitte, sollte man daher niemals anwenden, wenn nicht durch die Construction eine besondere Versteifung

vorgesehen ist, wie sie z. B. bei den Flammröhren der Gallowaykessel, Fig. 482 III, durch die eingesetzten Quersieder erreicht wird.

Eine genaue Berechnung der größten in dem Materiale der Feuerröhren auftretenden Spannung ist, wenn überhaupt möglich, mit großen Schwierigkeiten verbunden, man kann aber zu einem allgemeinen Einblick in die dafür geltenden Verhältnisse durch die folgende annähernde Rechnung gelangen.

Es habe etwa der Querschnitt eines nicht runden Feuerrohres die Form einer Ellipse $ABDE$, Fig. 501, mit den Halbaxen $AC = a$ und $BC = b$, und mit p werde der Ueberdruck des Dampfes auf die äußere Fläche pr. Quadratcentimeter bezeichnet. Die sämmtlichen normal auf die Oberflächenelemente wirkenden Druckkräfte p seien in je zwei in die Axenrichtungen fallende Componenten p_1 und p_2 zerlegt gedacht, so hat man nach einem bekannten Gesetze der Hydrostatik den Gesammtdruck auf den Quadranten AFB nach der einen oder andern Richtung gleich dem Drucke des Dampfes gegen die Projection der Fläche AFB auf eine zur Druckrichtung senkrechte Ebene anzunehmen. Betrachtet man daher ein Röhrenstück von der axial gemessenen Länge gleich 1 cm und dem Querschnitte AFB, so ist in der Richtung der kleinen Axe BC eine Druckkraft $P_1 = ap$ und in der Richtung der großen Axe AC eine Kraft $P_2 = bp$ anzunehmen, und zwar hat man diese Kräfte in den Schwerpunkten der Projectionen, also beziehungsweise in den Abständen $\frac{a}{2}$ und $\frac{b}{2}$ von der Mitte wirksam zu denken.

Fig. 501.



Durch diese Kräfte werden nun in den Querschnitten A und B rückwirkende Spannungen s_a und Biegungsspannungen s_b hervorgerufen. Bezeichnet δ die Blechstärke, so ist die Kraft $P_1 = ap$ von dem Querschnitte bei A aufzunehmen, so daß die Druckspannung daselbst

$$s_a = \frac{ap}{\delta}$$

ist. Der Querschnitt bei B dagegen hat eine Kraft $P_2 = bp$ zu äußern, welche die geringere Druckspannung $\frac{bp}{\delta}$ hervorruft.

Um auch die Biegungsspannung in der am meisten gefährdeten Stelle bei A zu bestimmen, hat man das statische Moment der vier auf das Stück AFB wirkenden Kräfte P_1, P_2, $-P_1$ und $-P_2$ für den Punkt A zu:

$$M = P_1 \frac{a}{2} + P_2 \frac{b}{2} - P_2 b = P_1 \frac{a}{2} - P_2 \frac{b}{2} = p \frac{a^2 - b^2}{2},$$

welches Moment nach den Regeln der relativen Festigkeit gleich dem Widerstandsmomente $\frac{1}{6} \delta^2 s_b$ des rechteckigen Querschnitts bei A von der Breite 1 cm und der Höhe δ zu setzen ist. Man erhält daher die größte Biegungsspannung bei A aus:

$$\frac{1}{6} \delta^2 s_b = p \frac{a^2 - b^2}{2}$$

zu

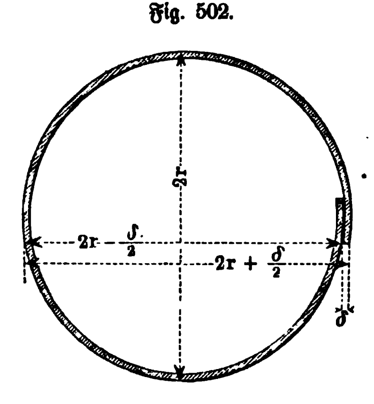
$$s_b = 3 p \frac{a^2 - b^2}{\delta^2}.$$

Diese Spannung s_b zusammen mit der berechneten Druckspannung $s_d = \frac{ap}{\delta}$ giebt daher die größte rückwirkende Faserspannung an der innern Kante von A zu:

$$s = s_d + s_b = p \left(\frac{a}{\delta} + 3 \frac{a^2 - b^2}{\delta^2}\right),$$

welcher Werth natürlich mit $a = b = r$ in denjenigen $s = p \frac{r}{\delta}$ übergeht, übereinstimmend mit dem für innerlich gedrückte Röhren gefundenen.

Fig. 502.



Was die Verschiedenheit von a und b bei den Feuerröhren betrifft, so ist bei genieteten Röhren auch bei der sorgfältigsten Ausführung nach Ausweis der Fig. 502 $b = a - \frac{\delta}{4}$ *). Mit diesem Werthe für b und unter Vernachlässigung von $\frac{\delta^2}{16}$ erhält man daher die größte Faserspannung:

$$s = p \left(\frac{a}{\delta} + 3 \frac{2 a \delta}{4 \delta^2}\right) = 2{,}5 p \frac{a}{\delta} = 2{,}5 p \frac{r}{\delta},$$

also zwei und einhalbmal so groß als die Zugspannung innerlich gepreßter Röhren, und zwar stellt sich diese Spannung in der Naht, also an der durch

*) v. Reiche giebt hierfür $a - \frac{\delta}{2}$ an.

die Nietlöcher geschwächten Stelle des Blechs ein. Daraus und weil die Festigkeit gegen Druck bei Schmiedeisen kleiner ist als gegen Zugkräfte ergiebt sich, daß die Feuerröhren aus bedeutend stärkeren Blechen hergestellt werden müssen als die Siederöhren, und daß gemeinhin die Feuerröhren geringere Widerstandsfähigkeit haben als der Kesselmantel. Letzteres ist auch durch die Kesselexplosionen zur Genüge festgestellt, da bei der Explosion eines Flammrohrkessels noch fast immer eine der Flammröhren zusammengedrückt worden ist.

Die Versuche, welche Fairbairn über die Festigkeit der von außen gedrückten Röhren angestellt hat, haben übrigens ergeben, daß die Gefahr eines Zerknickens auch mit der Länge dieser Röhren wächst und es ist diesen Versuchen die empirische Formel:

$$\delta = \sqrt{\frac{p l d}{0{,}1646}} \quad \text{oder} \quad l = \frac{0{,}1646\, \delta^2}{p d}$$

angepaßt*), worin δ in Millimetern, dagegen l und d in Metern und p in Atmosphären anzunehmen sind. Da hiernach ein Feuerrohr um so sicherer ist, je kleiner die Länge l gewählt wird, so hat man nach Fairbairn diese Röhren auch durch Ringe von Eckeisen versteift, mit denen die Röhren äußerlich in gewissen Abständen umgürtet werden, oder die Verbindungen der einzelnen Rohrtheile nach Art der Figuren 479 und 480 angeordnet. Diese Versteifungen, durch welche jedes Rohr gewissermaßen in eine Anzahl kürzerer Röhren zerlegt wird, sind sehr zweckmäßig, da sie hauptsächlich durch ihre relative Festigkeit wirken und die oben mit s_b bezeichnete Biegungsspannung aufzunehmen vermögen.

Nach Rankine soll man den zulässigen Ueberdruck p in Atmosphären zu:

$$p = 659\,720\, \frac{\delta^2}{l d}$$

also die Stärke

$$\delta = 0{,}0012312 \sqrt{p l d} \text{ Zoll}$$

annehmen, wenn auch l und d in Zollen gemessen werden. In Frankreich giebt man den einem äußern Drucke ausgesetzten Röhren die doppelte Stärke von Röhren für innern Druck unter übrigens gleichen Umständen. Die für die früheren Vorschriften in Preußen maßgebende Formel:

$$\delta = 0{,}0067\, d \sqrt[3]{p} + 0{,}05 \text{ Zoll}$$

giebt bedenklich kleine Wandstärken, welche eine genügende Sicherheit nicht gewähren dürften.

*) S. Zeitschr. d. V. d. Ing., 1867, Heft 11.

Nach v. Reiche soll man die Wandungen zu

$$\delta = 8 \text{ mm für Durchmesser von } 0{,}4 \text{ bis } 0{,}8 \text{ m}$$

und

$$\delta = 6 \text{ mm für Durchmesser unter } 0{,}4 \text{ m}$$

wählen und die erforderliche Verstärkung durch Eckeisenringe so treffen, daß diese letzteren allein das Biegungsmoment M aufzunehmen vermögen, welchem das zwischen zwei Ringen befindliche Rohrstück ausgesetzt ist.

Beispiel. Für das Feuerrohr eines 8 m langen Kessels, welches 0,6 m Durchmesser hat und einem Ueberdrucke von 5 kg pr. Quadratcentimeter (5 Atm.) ausgesetzt ist, soll die Blechstärke bestimmt werden.

Nach der den Fairbairn'schen Versuchen entsprechenden Formel ergiebt sich ohne Anwendung von Verstärkungsringen:

$$\delta = \sqrt{\frac{p l d}{0{,}1646}} = \sqrt{\frac{5 \,.\, 8 \,.\, 0{,}6}{0{,}1646}} = 12{,}0 \text{ mm}.$$

Will man die Bleche nicht stärker als 8 mm machen, so hat man den Ringen einen Abstand von einander zu geben, welcher nicht größer ist als

$$l = \frac{0{,}1646 \,.\, 8^2}{5 \,.\, 0{,}6} = 3{,}51 \text{ m}.$$

Setzt man das Rohr aus fünf Schüssen von je 160 cm Länge zusammen, so hat man das auf Biegung in der Rietnaht wirkende Moment

$$M = p l \frac{a^2 - b^2}{2} = 5 \,.\, 160 \frac{a^2 - b^2}{2} = 400 \, (a^2 - b^2)$$

und wenn man

$$a = b + \frac{\delta}{2} = b + 0{,}4 \text{ cm} \quad \text{und} \quad b = \frac{d}{2} = 30 \text{ cm}$$

annimmt, so wird

$$M = 400 \left(2 \,.\, 30 \,.\, 0{,}4 + 0{,}4^2\right) = 400 \,.\, 24{,}16 = 9664 \text{ kgcm}.$$

Verbindet man die Rohrstücke durch zwei Eckeisen von 1,5 cm Dicke und 6,5 m Länge der Schenkel, wie sie bei derartigen Röhren üblich sind und zieht nur die Tragkraft der ebenen Flanschen in Betracht, so erhält man deren größte Biegungsspannung s_b durch:

$$M = 9664 = \frac{1}{6} \, 2 \,.\, 1{,}5 \,.\, 6{,}5^2 \,.\, s_b \text{ zu } s_b = 459 \text{ kg pr. Quadratcentimeter},$$

eine Spannung, welche unbedenklich zugelassen werden darf.

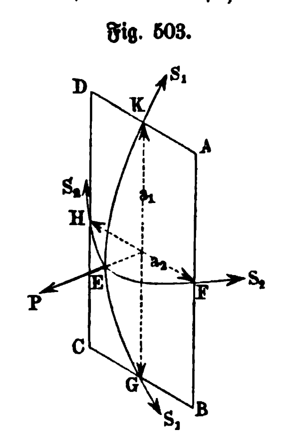
§. 267. **Endflächen der Dampfkessel.** Die Böden oder Stirnplatten der Dampfkessel pflegt man in der Regel nicht als ebene Flächen darzustellen, weil ebene Wände sehr leicht dem Durchbiegen unterworfen sind, sondern man wölbt diese Böden meistens nach der Gestalt von Kugelschalen, deren Halbmesser etwa gleich dem Durchmesser des Kessels gewählt wird, so daß die Höhe derselben, wie man leicht erkennt, zu

$$h = d - d\sqrt{\frac{3}{4}} = 0{,}13\,d$$

sich bestimmt. Zuweilen giebt man diesen Schalen auch wohl zum Durchschnitt eine flache Ellipse, deren große Axe gleich dem Kesseldurchmesser d ist und für welche die halbe kleine Axe durch die Höhe h dargestellt wird. Diese Form eignet sich besonders für die gekrempten Böden, welche unter Vermeidung der Eckeisenringe durch direct aus dem Bleche aufgebogene Ränder mit dem Kesselmantel vernietet werden. Halbkugelförmige Böden, wie sie wohl in früherer Zeit in Gebrauch waren, werden der schwierigen Darstellung wegen jetzt nicht mehr verwendet. Auch pflegt man aus demselben Grunde die Flammrohrkessel meistens mit nahezu ebenen, nur am Umfange umgebogenen Böden zu versehen, weil die Verbindung der nicht concentrisch zum Außenmantel angeordneten Flammröhren mit den Böden sonst schwieriger herzustellen ist. Bei diesen Kesseln ist auch die gewölbte Bodengestalt weniger nöthig, insofern die eingenieteten Feuerröhren als wirksame Anker einer Ausbiegung der Bodenplatten sich widersetzen.

Um wenigstens annähernd die Beanspruchung dieser gewölbten Böden zu ermitteln, denkt man sich aus einer solchen Platte durch zwei Paare zu einander rechtwinkeliger Ebenen nach AB, DC und AD, BC, Fig. 503, ein sehr kleines Stück $ABCD$ herausgeschnitten, dessen Seiten als geradlinig betrachtet werden können und die Längen a_1 und a_2 haben mögen. Bezeichnet wieder p den Dampfüberdruck pr. Flächeneinheit, so kann man den Druck auf dieses Stück senkrecht zur rechteckigen Grundfläche $ABCD$ zu $P = a_1 a_2 p$ annehmen. Denkt man zwei den Schnittebenen parallele und mitten zwischen denselben gelegene Ebenen durch das Blechstück gelegt, welche das letztere in den Bögen GEK und FEH durchschneiden, so kann man sich vorstellen, daß in den Endpunkten G, K, F, H dieser Bögen tangential an dieselben Spannkräfte S_1, S_1, S_2 und S_2 wirken, welche die Anstrengungen der vier Schnittflächen BC, AD, AB und CD darstellen und diese vier Spannungen müssen dem Dampfdrucke P in E das Gleichgewicht halten. Bezeichnet man nun mit r_1 den Krümmungshalbmesser der Curve GK und mit r_2 denjenigen der Curve FH und sind α_1 und α_2 die Mittelpunktswinkel der beiden Schnittlinien GK und FH, so ist leicht zu erkennen, daß die beiden Spannungen S_1 eine Mittelkraft geben:

Fig. 503.



$$P_1 = 2\, S_1 \sin \frac{\alpha_1}{2},$$

welche wegen der Kleinheit von α_1 zu $P_1 = S_1 \alpha_1$ angenommen werden kann. In gleicher Weise ist die Mittelkraft der beiden anderen Spannungen S_2 durch $P_2 = S_2 \alpha_2$ gegeben und man hat daher für das Gleichgewicht:

$$P_1 + P_2 = S_1 \alpha_1 + S_2 \alpha_2 = P = a_1 a_2 p.$$

Da man ferner $a_1 = r_1 \alpha_1$ und $a_2 = r_2 \alpha_2$ hat, so folgt auch:

$$S_1 \frac{a_1}{r_1} + S_2 \frac{a_2}{r_2} = a_1 a_2 p.$$

Ist nun s die zulässige Materialspannung, so hat man bei der Blechdicke δ:

$$S_1 = a_2 \delta s \quad \text{und} \quad S_2 = a_1 \delta s,$$

womit die vorstehende Gleichung übergeht in:

$$\frac{a_1 a_2 \delta}{r_1} s + \frac{a_1 a_2 \delta}{r_2} s = a_1 a_2 p,$$

oder

$$\delta = \frac{p}{\frac{s}{r_1} + \frac{s}{r_2}}.$$

Diese Formel läßt sich für jede beliebig gekrümmte Kesselform anwenden, wenn man nur für r_1 den kleinsten und für r_2 den größten Krümmungshalbmesser an der betreffenden Stelle einsetzt, für welche die Blechstärke δ ermittelt werden soll. Für die kugelförmigen Endflächen der Kessel ist $r_1 = r_2 = r$ zu setzen, so daß diese Gleichung für dieselben übergeht in:

$$\delta = \frac{p r}{2 s},$$

und man schließt daraus, daß für kugelförmige Böden das Blech nur halb so stark nöthig ist als für cylindrische Röhren, deren Halbmesser mit dem Krümmungshalbmesser der kugelförmigen Wölbung übereinstimmt. Wenn man daher für die letztere, wie angeführt wurde, den Durchmesser d des Kesselmantels zum Krümmungshalbmesser annimmt, so wäre die Blechdicke in beiden Theilen gleich groß zu machen. In der Regel aber pflegt man die Böden der Kessel aus stärkeren Platten herzustellen als den Mantel, und zwar hauptsächlich mit Rücksicht auf die bedeutende Anstrengung, welcher die Böden beim Krempen oder Ausschmieden der Ränder ausgesetzt werden.

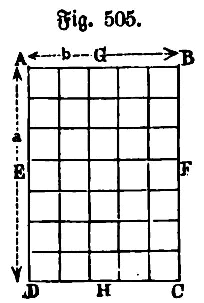
Vergleiche hiermit eine Abhandlung von Lamé in den Comptes rendus de l'Académie des Sciences, T. 30, oder das Polytechn. Centralblatt, Jahrgang 1850, Nr. 19.

Ebene Kesselwände. Da die ebenflächigen Kesselwandungen bei gleicher Dicke viel weniger Druck aushalten können als gekrümmte Wände, so werden erstere thunlichst vermieden und, wo ihre Anwendung geboten ist, durch Anker oder Blechzwickel nach Fig. 504 versteift. §. 268.

Die genaue Untersuchung der durch den Dampfdruck auf Biegung beanspruchten Platten ist mit großen Schwierigkeiten verbunden (s. Navier's Mechanik der Baukunst, §. 641 u. s. w.) und es muß hier die folgende annähernde Behandlung genügen. Es sei $ABCD$, Fig. 505, eine rechtwinkelige Blechtafel von der Länge $AD = a$, der Breite $AB = b$ und der Dicke δ, welche ringsum von einem Rahmen oder von Nietreihen eingefaßt ist und pr. Quadratcentimeter einen Ueberdruck gleich p Kilogramm auszuhalten hat. Denkt man dieses Blech in Querstreifen von der Länge b

Fig. 504.

Fig. 505.



und Breite 1 cm zerschnitten, deren Enden in AD und BC festgehalten sind und nimmt an, daß die Spannung dieser Streifen durch einen Theil p_1 des Druckes erzeugt werde, so hat man, unter s diese Spannung für jeden Quadratcentimeter verstanden, für einen solchen Streifen wie für einen gleichmäßig belasteten und an den Enden eingespannten Balken (s. Thl. I):

$$b p_1 \frac{b}{12} = \frac{1}{6} \delta^2 . s,$$

woraus:

$$\delta = b \sqrt{\frac{p_1}{2s}} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (1)$$

folgt.

Denkt man sich dagegen das Blech in Längenstreifen wie GH von der Länge a zerlegt, so findet man in derselben Weise:

$$\delta = a \sqrt{\frac{p_2}{2s}} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (2)$$

wenn $p_2 = p - p_1$ denjenigen Theil von p bedeutet, welcher die Spannung in diesen Längsstreifen erzeugt.

Da die Durchbiegung dieser Streifen in den beiden Fällen nach Thl. I beziehungsweise durch

$$\frac{1}{8}\,\frac{b^4 p_1}{48\,WE} \quad \text{und} \quad \frac{1}{8}\,\frac{a^4 p_2}{48\,WE}$$

ausgedrückt wird und die eine Durchbiegung ebenso groß sein muß wie die andere, so hat man auch:

$$b^4 p_1 = a^4 p_2 \quad \text{oder} \quad p_1 = \frac{a^4}{b^4}\,p_2,$$

und hieraus folgt mit

$$p = p_1 + p_2 = p_1\left(1 + \frac{b^4}{a^4}\right) = p_2\left(1 + \frac{a^4}{b^4}\right)$$

auch:

$$p_1 = \frac{a^4}{a^4 + b^4}\,p \quad \text{und} \quad p_2 = \frac{b^4}{a^4 + b^4}\,p.$$

Hiermit ergiebt sich daher die gesuchte Blechstärke nach (1) zu:

$$\delta = a\sqrt{\frac{a^2 b^2}{a^4 + b^4}\,\frac{p}{2s}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

und nach (2) zu:

$$\delta = b\sqrt{\frac{a^2 b^2}{a^4 + b^4}\,\frac{p}{2s}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

Man wird natürlich die Blechstärke nach (3) oder (4) ermitteln, je nachdem a oder b den größern Werth hat. Für quadratische Bleche erhält man mit $a = b$:

$$\delta = \frac{a}{2}\sqrt{\frac{p}{s}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

Setzt man, wie für die Röhren mit innerm Druck in der Formel von Brix geschehen, $\frac{1}{s} = 0{,}003$, so erhält man für rechteckige Platten, deren größere Seite a ist:

$$\delta = 0{,}0387\,a\sqrt{\frac{a^2 b^2}{a^4 + b^4}\,p} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

und für quadratische Platten:

$$\delta = 0{,}0274\,a\sqrt{p} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

Diese Formeln können Verwendung finden zur Bestimmung der Blechstärken, welche den geraden Wänden der Feuerbüchsen von Locomotiv- und Locomobilkesseln zu geben sind. Zur Versteifung dieser Wände werden be-

kanntlich hierbei je eine Wand der innern Feuerbüchse und des äußern Feuerkastens durch Stehbolzen mit einander vereinigt (vergl. Thl. III, 2), welche nach Art der Fig. 506 durch beide Bleche hindurchgeschraubt und an den Enden vernietet werden. Diese Stehbolzen haben dem auf die beiden Flächen wirkenden Dampfdrucke durch ihre absolute Festigkeit zu widerstehen und sind daher in hinreichender Anzahl und entsprechender Stärke anzuordnen. Bei den Locomotivkesseln werden die Stehbolzen in der Regel in einer Stärke von 20 mm ausgeführt und in parallelen, sich rechtwinkelig kreuzenden Reihen von 100 bis 120 mm Abstand von einander angebracht. Die Weite des zwischen den beiden Platten vorhandenen, mit Wasser gefüllten Zwischenraumes pflegt 80 bis 100 mm zu betragen. Nach den Versuchen von Fairbairn*) ist die Tragkraft eiserner Platten mit eisernen Stehbolzen

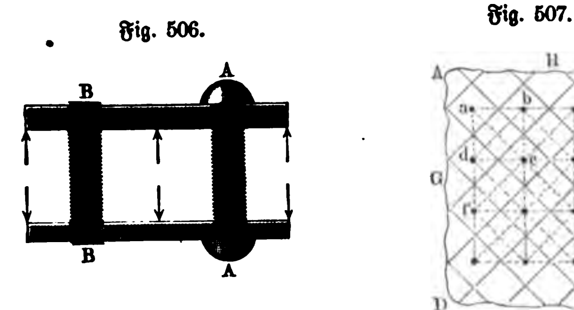


Fig. 506. Fig. 507.

etwa doppelt so groß als diejenige kupferner Platten und Stehbolzen, auch ist die Festigkeit der Stehbolzen mit Köpfen A, Fig. 506, größer als die der einfachen Schrauben B.

Denkt man sich das durch Stehbolzen in a, b, c, d, Fig. 507, unterstützte Blech $ABCD$ parallel zu den Diagonalen ae und bd in Streifen wie AF und GH getheilt, so kann die für quadratische Platten gefundene Formel (5):

$$\delta = \frac{a}{2}\sqrt{\frac{p}{s}}$$

zur Bestimmung der Blechstärke Verwendung finden, vorausgesetzt, daß man für die Länge a die Diagonale $e\sqrt{2}$ des Quadrats einführt, dessen Seite gleich der Entfernung e von zwei Stehbolzenreihen ist. Hiermit folgt also:

$$\delta = \frac{e}{2}\sqrt{\frac{2p}{s}} = e\sqrt{\frac{p}{2s}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8)$$

und daher mit $\frac{1}{s} = 0{,}003$:

*) Siehe Useful information for Engineers.

$$\delta = 0{,}0387\, e\, \sqrt{p} \text{ Centimeter} \quad \ldots \ldots \quad (8^a)$$

Dieser Ausdruck stimmt mit der von Brix*) gefundenen Formel vollkommen überein. Die Dicke der inneren, dem Feuer ausgesetzten Platten pflegt man wohl um 25 Proc. größer zu machen.

Für die Stehbolzen, von denen jeder einer Zugkraft $e^2 p$ ausgesetzt ist, hat man aus $\frac{\delta_1^2 \pi}{4} s = e^2 p$ den Durchmesser:

$$\delta_1 = e \sqrt{\frac{4p}{\pi s}} \quad \ldots \ldots \quad (9)$$

also mit $\frac{1}{s} = 0{,}003$:

$$\delta_1 = 0{,}0619\, e\, \sqrt{p} \quad \ldots \ldots \quad (9^a)$$

Nach Brix soll man

$$\delta_1 = 0{,}0619\, e\, \sqrt{p} + 0{,}125 \text{ Zoll} = 0{,}0619\, e\, \sqrt{p} + 0{,}35 \text{ cm}$$

machen, wenn wie bisher, p in Kilogrammen pr. Quadratcentimeter angegeben wird, wofür man auch genügend genau die Zahl der Atmosphären (Ueberdruck) setzen kann.

Die ebene Deckplatte der Feuerbüchse erhält durch eine Anzahl von neben einander aufgenieteten Tragrippen eine Verstärkung, welche nach den Regeln der relativen Festigkeit zu beurtheilen ist.

Ueber die Berechnung der Nietverbindungen ist bereits in Thl. I das Nähere angeführt und daselbst auch bemerkt, daß man mit Rücksicht auf die Dichtigkeit der Fugen bei Dampfkesseln die Nieten in geringem Abstande neben einander anordnen muß. Gewöhnlich werden die Blechränder direct über einander gelegt und nach Fig. 508 durch eine einzige Reihe von Nieten (einfache Nietung) verbunden. Man pflegt in diesem Falle für die Blechstärke δ meistens den Nietdurchmesser $d = 2\,\delta$ oder auch $1{,}5\,\delta + 4$ mm, die Entfernung der Nieten $e = 2\,d + 10$ mm und den Abstand vom Blechrande $a = 1{,}5\,d$ anzunehmen. Bei diesen Verhältnissen wird das Blech durch die Nietlöcher daher im Verhältniß $\frac{d + 10}{2\,d + 10}$, also für die meist üblichen Nietstärken von 20 mm im Verhältniß von 0,6 geschwächt.

Für besonders starke Beanspruchung wählt man auch die doppelte Nietung, Fig. 509, bei welcher man zwei Nietreihen A und B anordnet und zwar in der Regel so, daß die Entfernung AB von zwei benachbarten Nieten beider Reihen dieselbe Größe $e = 2\,d + 10$ mm wie bei der einfachen Nietung erhält. Für die Entfernung der Löcher in derselben Reihe wählt man dabei

*) Verhandlungen des Vereins z. Bef. d. Gewfl., 1849.

passend $e_1 = 3d + 20$ mm, in Folge deren eine Verschwächung des Blechs durch die Nietlöcher im Verhältniß $\frac{2d + 20}{3d + 20}$, also für $d = 20$ mm im Verhältniß von 0,75 eintritt. Die doppelte Nietung gewährt daher den Vortheil einer geringern Verschwächung des Blechs, ein Nachtheil ist aber

Fig. 508.

Fig. 509.



in dem Vorkommen einer größern Anzahl von Nietlöchern zu erblicken, wodurch entsprechend mehr Gelegenheit zu Undichtheiten geboten ist. Letztere Bemerkung gilt auch für die einfache Laschennietung, Fig. 510, welche öfter Anwendung findet und in noch höherm Grade für die doppelte Laschennietung, Figur 511, welche für Dampfkessel wohl nur ausnahmsweise verwendet wird. Bei diesen Verbindungen werden die einzelnen Blechtafeln A und B stumpf gegen einander gestoßen und durch die darüber gelegte Deckplatte oder Lasche L vereinigt. Daß diese Lasche zuweilen für die Querverbindung der Flammröhren eine T- oder Λ-förmige Gestalt annimmt, um als hervorragende Rippe die Steifigkeit des Rohrs zu vergrößern, wurde schon in §. 266 bemerkt.

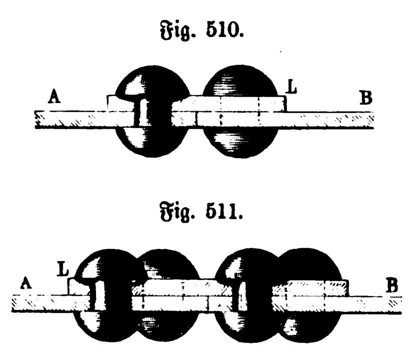


Fig. 510.

Fig. 511.

Treffen zwei Platten rechtwinkelig gegen einander, wie z. B. die Böden und die Mantelbleche, so bewirkt man die Verbindung entweder durch ein Eckeisen *E*, Fig. 512, von etwa 10 bis 12 mm Dicke und 60 bis 65 mm

Fig. 512.

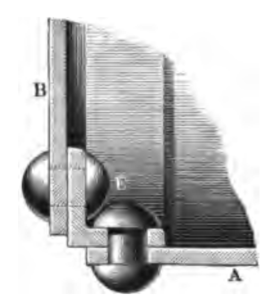
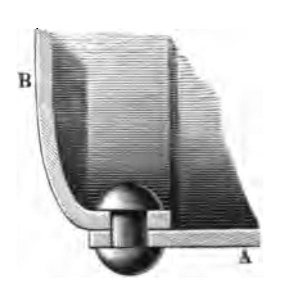


Fig. 513.



Länge der Schenkel, oder man versieht den Boden *B* nach Fig. 513 mit einem umgestülpten Rande. Im Uebrigen muß hinsichtlich der Ausführung und Construction der Dampfkessel auf die betreffenden Handbücher der Constructionslehre verwiesen werden.

§. 269. **Speiseapparate.** Zu einem Dampfkessel gehören noch besondere Apparate zum Speisen des Kessels mit Wasser, zur Ableitung des Dampfes, zum Reguliren der Dampferzeugung, zum Sicherstellen vor dem Zerspringen des Kessels u. s. w.; von ihnen wird nun die Rede sein.

Das Speisen eines Dampfkessels muß so gleichförmig wie möglich vor sich gehen, in nicht zu großen Mengen auf einmal und mit möglichst reinem und warmem Wasser erfolgen. Aus letzterm Grunde wärmt man das Wasser durch besondere im Fuchse oder Schornsteine u. s. w. angebrachte Röhren an, auch verwendet man hierzu bei Condensationsmaschinen einen Theil des Condensationswassers, während man bei Maschinen ohne Condensation häufig Vorwärmer anordnet, in denen das Speisewasser durch den abgehenden Dampf auf 80 bis 90° C. vorgewärmt werden kann. Wird in dem Kessel Dampf von niedrigem Drucke erzeugt, dessen Spannung den Atmosphärendruck nur $^1/_4$ bis $^1/_5$ Atmosphäre übertrifft, so genügt zur Einführung des Wassers in den Kessel ein einfaches Rohr; bei einem Kessel mit Dämpfen von Hochdruck hingegen muß das Speisewasser durch eine Pumpe zugedrückt werden, weil eine bloße Speiseröhre zu hoch ausfallen würde.

Das Speiserohr geht von oben durch den Kesselraum hindurch und endigt etwa 0,15 m über dem Kesselboden, möglichst entfernt von dem eigent-

lichen Feuerherde. Um das Speisen mit Wasser zu reguliren, d. i. um immer so viel Wasser zuzuleiten, als durch Dampfbildung verbraucht wird, wendet man zuweilen einen Schwimmer an, der mit dem Wasserspiegel im Kessel steigt und sinkt und dabei den Zutritt des Wassers zum Kessel versperrt oder herstellt.

Die Einrichtung eines Speiseapparates für Dampfkessel mit Dämpfen von niedrigem Drucke führt Fig. 514 vor Augen. Hier ist *A* der Wasser-

Fig. 514.

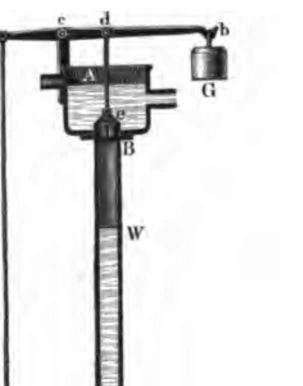
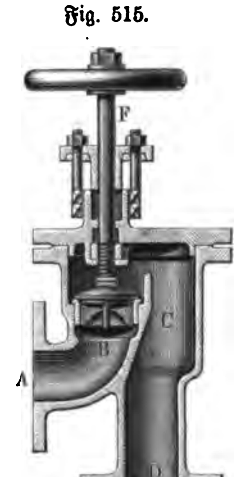


Fig. 515.



behälter, welchem das Wasser zugeführt wird, *B C* die etwa 3 m lange Speiseröhre, *D* der Dampf und *E* das Wasser im Kessel, sowie *F* der Schwimmer aus Kalk- oder Sandstein, der etwas mehr als zur Hälfte ins Wasser eintaucht, was dadurch erreicht wird, daß der Schwimmer an dem um *c* drehbaren Hebel *ab* hängt, dessen anderes Ende bei *b* durch ein Gewicht *G* von entsprechender Größe den Schwimmer theilweise ausgleicht. Mit diesem Hebel steht bei *d* das Einlaßventil *e* in Verbindung. Wenn nun der Wasserspiegel und mit ihm der Schwimmer sinkt, so wird der Hebel *ab* mittelst des bei *f* durch eine Stopfbüchse gehenden Kupferdrahtes *aF* nieder- und folglich bei *d* aufgezogen, und somit *e* gehoben, so daß nun neues Wasser eintreten kann; wenn hingegen *F* mit dem Wasser steigt, so erhält *G* das Uebergewicht, es geht der Hebel bei *d* nieder und

verschließt daher den Eintritt des Wassers in den Kessel durch das Ventil *e*. Die Stopfbüchse bei *f*, welche leicht zu einem Festklemmen des Drahtes *aF* Veranlassung giebt und dadurch die Wirksamkeit des Apparates beeinträchtigt oder gänzlich aufhebt, kann man dadurch ganz umgehen, daß man bei *f* ein oben offenes Rohr aufsetzt, in welchem das Wasser bis zu der durch den Dampfdruck bestimmten Höhe *W* sich erhebt und in welchem der Draht *aF* frei spielen kann.

Bei den Hochdruckmaschinen ist die Einführung des Speisewassers schwerer, weil sich hier ein bedeutender Dampfdruck entgegensetzt; deshalb wird auch hierzu eine besondere Pumpe, die sogenannte Speisepumpe, nöthig. Diese Pumpe, über welche in Thl. III, 2, das Nähere nachzusehen ist, besteht meistens aus einer einfach wirkenden Saug- und Druckpumpe mit Plungerkolben, welche von der zugehörigen Dampfmaschine durch ein Excenter oder eine Kurbel bewegt wird und ein bequemes Ein- und Ausrücken gestattet, je nachdem die Speisung vorgenommen werden soll oder nicht. Für größere Kesselanlagen verwendet man auch mit Vortheil besondere Dampfpumpen. Die Speiseröhre, welche hierbei in Anwendung kommt, ist in Fig. 515 (a. v. S.) abgebildet. Bei *A* wird das Wasser durch die Pumpe zugedrückt, *B* ist ein Ventil, das Speiseventil, durch welches das Wasser hindurchgehen muß, um in die eigentliche Speiseröhre *CD* zu gelangen, mit der Flansche *EE* sitzt die Röhre auf dem Kessel auf. Um den Hub des Ventils *B* zu reguliren, ist in dem Deckel *C* eine Stellschraube *F* angebracht, gegen welche das Ventil beim Oeffnen anschlägt, auch kann hierdurch das Speiseventil ganz geschlossen und die Speisung unterbrochen werden, für den Fall, daß eine Pumpe mehrere Dampfkessel versorgt. Das Speiseventil, welches gewissermaßen als ein zweites Steigventil der Pumpe angesehen werden kann, ist nöthig, um die Speisepumpe, wenn erforderlich, öffnen zu können.

Die Speisevorrichtung wird in der Regel nicht durch die Maschine, sondern durch den Heizer regulirt, der nach dem Stande des Wassers in dem Kessel die Speisepumpe ein- oder ausrückt. Man hat zwar auch bei Hochdruckmaschinen Schwimmer zum Selbstreguliren des Speisens angewendet, da sie aber zu viel Aufsicht erfordern und ihren Dienst oft versagen, so zieht man das Reguliren mit der Hand gewöhnlich vor. Da das Speisen des Kessels nicht ununterbrochen, sondern periodisch geschieht, so hat man die Speisepumpe immer für eine viel größere Wassermenge zu bemessen als der Kessel verdampft. Meistens macht man die Pumpe so groß, daß sie das Drei- bis Sechsfache der Verdampfung befördern kann, um einen etwa zu tief gesunkenen Wasserstand schnell wieder auf die richtige Höhe bringen zu können.

Anmerkung. Bei den Henschel'schen Dampfkesseln wird das Speisen des Kessels mit Wasser durch einen Schwimmer regulirt. Die ganze Anlage eines

solchen Kessels führt Fig. 516 vor Augen. *AB* ist eine 0,15 bis 0,30 m weite und circa 3 bis 6 m lange Sieberöhre, und neben derselben liegen nach Befinden noch mehrere vollkommen gleiche Röhren. Unten bei *B* tritt das Speisewasser ein, und *C* ist die horizontale Röhre, worin der erzeugte Dampf gesammelt wird. Die im Feuerraume sich bildende warme Luft umgiebt bei ihrer Bewegung durch den unter 24° Neigung sich niederziehenden Canal *EF* die Sieberöhren vollständig und gelangt unten bei *F* in den Schornstein. Der Rost *E* ist um eine horizontale Axe *O* drehbar und wird am andern Ende durch den obern Arm eines kleinen Winkelhebels *K* unterstützt. Ferner ist *R* eine von den Röhren, welche das Speisewasser den einzelnen Sieberöhren zuführen. Zum Reguliren dieses Zuführens dient ein mit Blech eingefaßter Stein *S*, der auf dem in einem gußeisernen Gefäße *D* eingeschlossenen Speisewasser schwimmt. Zu dem Ende ist der

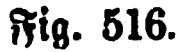
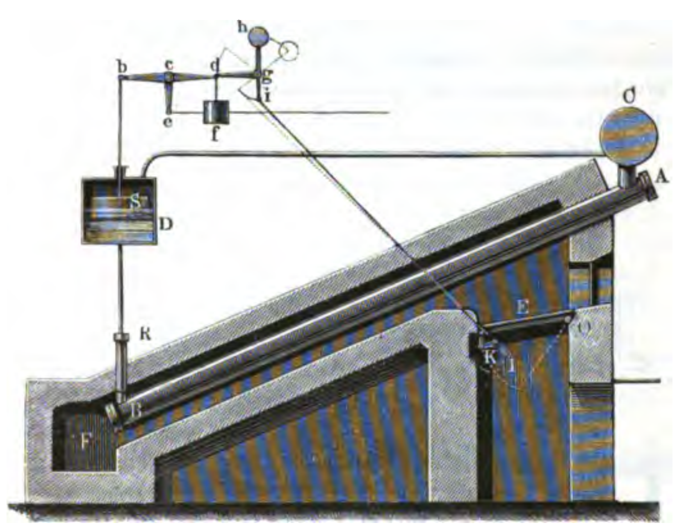


Fig. 516.

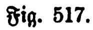


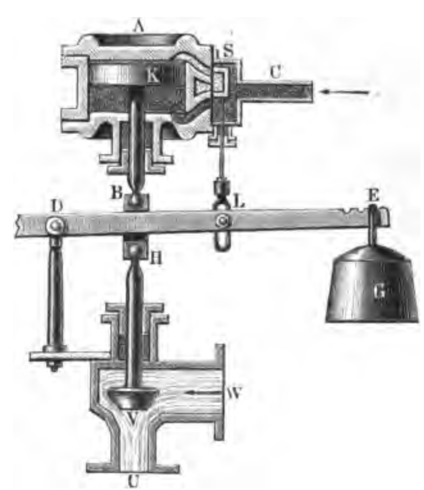
Schwimmer *S* an dem Winkelhebel *bcd* aufgehängt, dessen Arm *cd* das Ausgleichungsgewicht *f* trägt, während der Arm *ce* durch ein Stängelchen mit dem Saugventil der Speisepumpe in Verbindung gesetzt ist. Wenn es an Wasser in der Speiseröhre fehlt, so sinkt *S* und es wird mittelst *ce* das Saugventil der Speisepumpe in den Stand gesetzt, sein Spiel zu verrichten; wenn aber Wasser im Ueberfluß vorhanden ist und *S* steigt, so hebt der Arm *ce* das Saugventil in die Höhe und es ist dadurch die Pumpe außer Stand gesetzt, Wasser in den Kessel zu drücken. Sollte endlich der Wasserspiegel unter eine gewisse Höhe herabsinken, so würde das Armende *d* den Arm *dg* eines um *g* drehbaren und mit einem Gegengewichte *h* versehenen Winkelhebels *dgi* emporheben und dabei eine Stange *il* aufziehen, welche mittelst eines längern Schlitzes am andern Ende den untern Arm des Winkelhebels *K* erfaßt; dabei würde der obere Arm dieses Hebels unter dem äußersten Ende des Rostes weggleiten, dieser nun, seiner Stütze beraubt, niederfallen und den Brennstoff in den Aschenfall ausschütten und dadurch

die Gefahr einer Ueberhitzung beseitigt sein. Als Vorzug dieses früher mehrfach angewandten Kesselsystems hebt sein Erfinder Henschel die energische Verdampfungsfähigkeit desselben hervor, in Folge deren nur die geringe Heizfläche von 0,4 qm für jede Pferdekraft nöthig sein soll. Die Abwartung und Reinigung soll leicht und die Sicherheit groß sein. Als Nachtheil wird dagegen von anderer Seite die kleine Wasserfläche angeführt, in Folge deren der Wasserstand sehr großen Schwankungen unterworfen ist und die Dämpfe viel unverdampftes Wasser mechanisch mit sich fortreißen. Hierzu kommt, daß die obere Fläche der Sieder röhren äußerlich bald von Flugasche bedeckt ist und die Ablagerung von Kesselstein gerade an den stark erhitzten Unterflächen der Sieder eintritt. Dies mögen die Gründe sein, weshalb dieses Kesselsystem heute wohl kaum noch ausgeführt wird, so daß es auch in §. 261 bei der Besprechung der gewöhnlichen Kesselanlagen nicht besonders angeführt worden ist.

In neuerer Zeit sind statt der gewöhnlichen Speiseapparate mit Speisepumpen verschiedene selbstthätige Speisevorrichtungen zur Anwendung gekommen, so unter anderen der Speiseapparat von Auld, sowie der von Jolly und von Brière.

Der selbstthätige Regulator zur Kesselspeisung von Jolly (s. Armengaud's Génie industriel, Juli 1865, auch Dingler's Journal, Bd. 178) besteht in der Hauptsache in einer kleinen Dampfmaschine ABC, Figur 517, deren Schieber S mittelst der stellbaren Stangen SL an den um D drehbaren Hebel DE eines Schwimmers angeschlossen ist, und deren Kolben K mittelst der Stangen KB und HV das Ventil V aufhebt und niederläßt. Das Gewicht G dient zur Ausgleichung für den (in der Abbildung nicht dargestellten) Schwimmer im Innern des Dampfkessels. Wenn beim Mangel an Wasser im Kessel der Schwimmer niedergeht, so steigt der Hebel desselben auf der Seite des Gewichtes G und es hebt der Arm DE den Schieber S mittelst der Stange LS empor. Bei der hierbei eintretenden obern Stellung des Schiebers kann der Dampf von C durch die Dampfkammer hindurch und unter den Kolben K strömen, welcher nun sammt dem Eintrittsventil vom Dampfdruck emporgehoben wird. Hierdurch wird die


Fig. 517.



Verbindung zwischen der bei *W* angeschlossenen Speisepumpe und der bei *U* nach dem Kessel führenden Speiseröhre hergestellt und dem Speisewasser der Zutritt in den Kessel gestattet. Ist später das Speisewasser im Uebermaß zugeflossen und der Schwimmer auf eine gewisse Höhe gestiegen, so zieht der nun sinkende Hebelarm *DE* den Schieber wieder herab und der jetzt über den Kolben *K* tretende Dampf, schiebt denselben sammt dem Ventil *V* nieder, wobei der weitere Zufluß des Speisewassers wieder aufgehoben wird.

Ein anderer selbstthätiger Speiseapparat von Brière ist beschrieben in Armengaud's Génie industriel, 1866, sowie in Dingler's Journal, Bd. 180.

Diese, sowie die vielen sonst noch angegebenen Vorrichtungen zur selbstthätigen Speisung haben sich keine nennenswerthe Verbreitung verschaffen können, da sie wegen ihrer meist complicirten Einrichtung häufig ihren Dienst versagen. Man ist vielmehr allgemein dazu übergegangen, eine so wichtige Angelegenheit, wie die regelrechte Speisung der Dampfkessel ist, der directen Obhut des Kesselwärters zu überweisen.

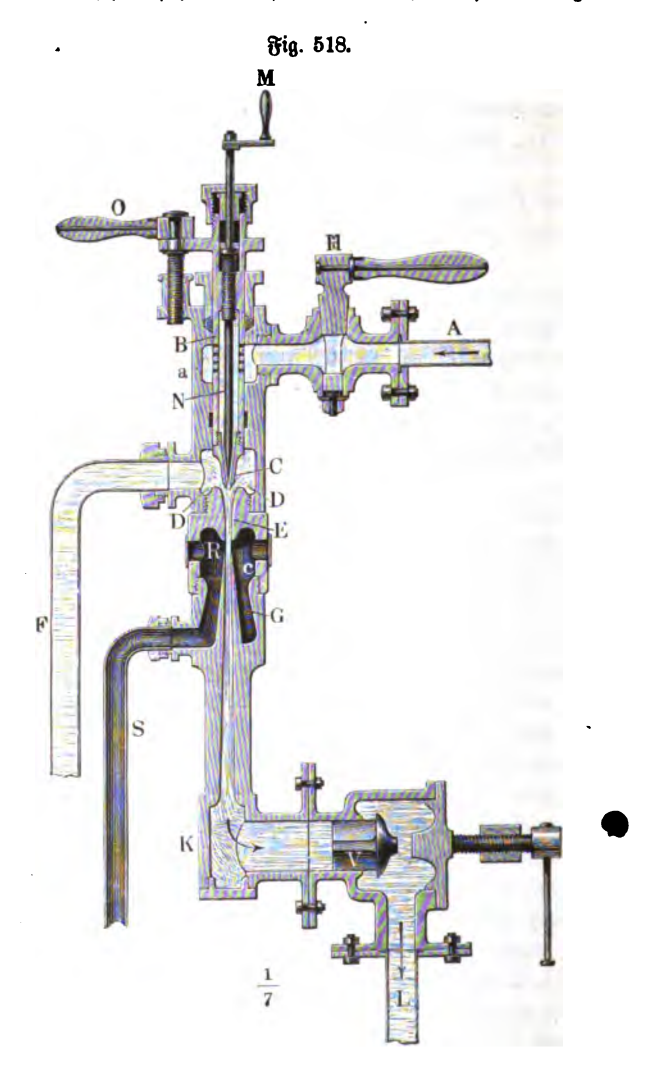
Injectoren. Der Giffard'sche Injector oder die Dampfstrahlpumpe (s. Thl. III, 2) hat in der neuern Zeit eine sehr verbreitete Anwendung zur Kesselspeisung gefunden und in vielen Fällen die bisher angewandten Kesselspeisepumpen gänzlich verdrängt. Vermittelst dieses Apparates wird das Speisewasser durch die lebendige Kraft eines dem Kessel entströmenden Dampfstrahls in den letztern gedrückt, wobei der zur Wirkung kommende Dampf condensirt wird und mit dem zugeführten Speisewasser vermengt in den Kessel zurücktritt. §. 270.

Die ursprüngliche Einrichtung dieses Apparates, wie sie ihm von dem Erfinder gegeben wurde, ist aus der Fig. 518 (a. f. S.) ersichtlich.

Das Rohr *A* steht mit dem Dampfraume des zu speisenden Kessels in Verbindung und führt bei geöffnetem Hahne *H* durch eine Anzahl von Löchern in die Röhre *BC* Dampf, welcher durch das conische Mundstück *C* ausbläst. Das letztere mündet in eine als Condensator dienende Kammer *D* aus, welche durch das Saugrohr *F* mit dem Speisewasserbehälter in Verbindung steht. Diese Kammer endigt in ein conoidisches Mundstück *E*, durch welches nicht allein das durch *F* angesaugte, sondern auch das aus dem Dampfe durch seine Condensirung gebildete Wasser abströmt. Eine andere dem Mundstücke *E* gegenüberstehende Auffangdüse *G* nimmt den aus *E* kommenden Wasserstrahl auf, um denselben in die sich allmälig erweiternde Röhre *K* und durch das Speiseventil *V* hindurch in das Rohr *L* zu leiten, welches mit dem Wasserraume des Kessels in Verbindung steht. Auf diese Weise treibt der bei *C* austretende Dampf das Wasser in einem continuir-

lichen Strahle in den Kessel. Zur Regulirung der Dampfausströmung dient der in eine conische Spitze auslaufende Dorn *N*, welcher vermöge des auf

Fig. 518.



ihm befindlichen Schraubengewindes durch Umdrehung der Kurbel *M* entsprechend verstellt werden kann, während durch eine andere Schraube *O* die Röhre *B C* verschoben werden kann, um hierdurch den ringförmigen Zwischenraum genau zu reguliren, der zwischen der Dampfdüse *C* und dem Boden

der Kammer D dem Speisewasser den Zutritt gestattet. Das von der Auffangdüse G nicht aufgenommene Wasser findet einen Abfluß nach der Kammer R und dem Abflußrohre S (Sabberrohr), doch fließt während des regelrechten Betriebes durch S kein Wasser ab, sondern nur beim Ingangsetzen des Apparates, oder wenn die Spannung des Dampfes unter das erforderliche Maß herabgegangen sein sollte.

Die von dem Dampfe bei seiner Condensation abgegebene Wärme dient dazu, das angezogene Speisewasser vorzuwärmen, so daß diese Wärme nicht verloren geht, was dagegen der Fall wäre, wenn man etwa die Dampfstrahlpumpe als Hebevorrichtung zur Beförderung von Wasser in einen hochgelegenen Behälter benutzen wollte. Eine solche Verwendung ist, weil die aufgewendete Wärme zum größten Theile verloren geht, immer eine sehr unvortheilhafte.

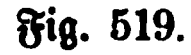
Da für die Wirkung des Dampfes dessen Condensation von wesentlichem Einflusse ist, so erklärt es sich, warum diese Wirkung um so unsicherer wird, je wärmer das hinzutretende Speisewasser ist und es gelingt daher nicht, mit Injectoren der ältern durch Fig. 518 dargestellten Einrichtung Wasser in den Kessel zu drücken, wenn die Temperatur des Wassers höher als etwa 40° ist. Ebenso ist bei diesen älteren Vorrichtungen die erreichbare Saughöhe immer nur gering, meistens noch weniger als 1 m, was sich dadurch erklärt, daß in der Kammer R die Spannung herrscht, welche den Dämpfen zu eigen ist, deren Temperatur mit derjenigen des in die Auffangdüse tretenden Flüssigkeitsgemisches übereinstimmt. In neuerer Zeit hat man durch Verbesserungen des Injectors, insbesondere durch Verwendung von zwei besonderen Düsen hinter einander die gedachten Uebelstände wesentlich beseitigt, wie im Folgenden gezeigt werden wird.

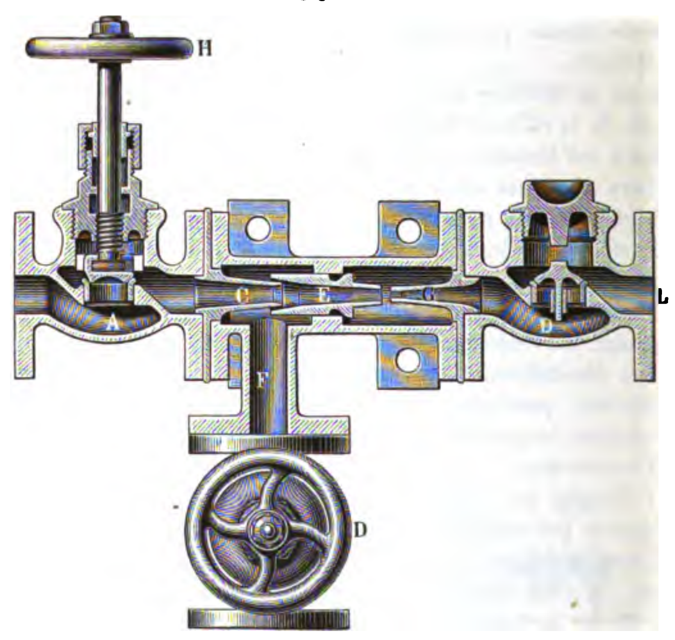
Die Vorzüge der Dampfstrahlpumpe in ihrer Verwendung als Kesselspeiseapparat sind ersichtlich. Als Vortheil ist in erster Reihe der Wegfall aller beweglichen Theile anzusehen, welche, wie die Kolben und Zapfen der Pumpen, zu steten Arbeitsverlusten und allmäliger Abnutzung Veranlassung geben. Dieser Umstand fällt besonders ins Gewicht in denjenigen Fällen, in welchen eine Dampfmaschine gar nicht vorhanden ist, von der die Speisepumpe betrieben werden könnte, also wenn der Dampfkessel dazu dient, Dämpfe für Zwecke der Heizung, Destillation u. s. w. zu erzeugen. In solchen Fällen mußte man früher lediglich zum Zwecke der Kesselspeisung besondere Dampfpumpen aufstellen. Dies war auch für Locomotiven und Dampfschiffe nöthig, um die Kessel während des Stillstandes speisen zu können, wogegen die Anwendung des Injectors eine Speisung zu jeder Zeit und unabhängig von dem Betriebe der Dampfmaschine ermöglicht.

Ein Uebelstand, mit welchem die älteren Injectoren behaftet waren, bestand darin, daß die Wirksamkeit des Apparates eine genaue Regulirung des

Dampf- und Wasserzutritts erforderte, wozu die beiden Schrauben *O* für den Wassereintritt und *M* für den Dampfzutritt vorgesehen waren. Insbesondere setzte das Ingangsetzen des Apparates eine gewisse Geschicklichkeit und Uebung von Seiten des Kesselwärters voraus. Diesen Mangel zu beseitigen und insbesondere die Handhabung des Apparates möglichst zu erleichtern, hat man neuerdings die Einrichtung mannigfach verändert, in welcher Beziehung hier nur einige Anordnungen angeführt werden mögen.

Der Injecteur von Schau, Fig. 519, enthält eine fest eingesetzte unbewegliche Dampfdüse *C* und eine ebenfalls unbewegliche Wasserdüse *E*, welcher


Fig. 519.

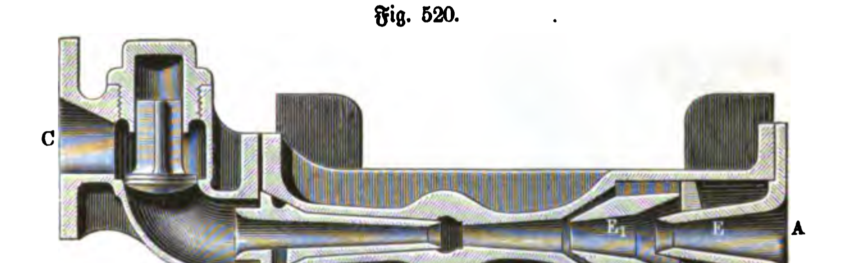


die Auffangdüse *G* gegenübersteht. Die Regulirung des Dampfzutritts geschieht hierbei mittelst des Ventils *A*, welches in bekannter Art durch eine Schraubenspindel an dem Handrade *H* bewegt wird, und ein ähnliches Ventil *D* dient zur Regulirung des zugeführten Speisewassers, welches durch das Rohr *F* in den Apparat tritt. Dieser Injector wird gewöhnlich so tief aufgestellt, daß das Wasser aus einem höher gelegenen Behälter von selbst zufließt, eine Saugwirkung also nicht erfordert wird. Bei den Locomotiven befindet sich der Apparat daher in der Regel unter dem Führerstande, also unterhalb des tiefsten Wasserstandes im Tender.

Der Injector von Friedmann, Fig. 520, unterscheidet sich hiervon hauptsächlich durch die Anbringung einer zweiten Wasserdüse E_1, der das Wasser aus der Kammer K zufließt, in welche es durch ein in der Figur sich von unten anschließendes Rohr geleitet wird. Der Dampf tritt durch die Düse A ein und wird durch ein in dem Dampfrohre angebrachtes Ventil regulirt. Auch dieser Injector ist ein nicht saugender.

Von besonderm Interesse sind die Körting'schen Universalinjectoren, welche durch die Anwendung von zwei Düsen gekennzeichnet sind, die das Wasser nach einander zu durchströmen gezwungen wird, so daß es zweimal

Fig. 520.



einer Beschleunigung durch den Dampf ausgesetzt ist. Auch diese Injectoren werden entweder als saugende oder nichtsaugende ausgeführt. Ein saugender Körting'scher Injector ist durch Fig. 521 I, II, III (a. f. S.) dargestellt. Der durch H zugeführte Dampf tritt beim Anlassen des Apparates zunächst durch die Düse D, indem zuerst nur das kleinere Ventil v der beiden Dampfeinlaßventile v und v' geöffnet wird. Dieser in geringer Menge durch v tretende Dampf wird bei seinem Austritte durch die Düse D condensirt und saugt in Folge des dadurch entstehenden luftverdünnten Raumes das Wasser aus dem an J angeschlossenen Rohre an, um es in die Auffangedüse F zu drücken. In dem ersten Augenblicke, wenn das Ventil v soeben sich zu öffnen begonnen hat, ist diesem Wasser der Austritt durch M und den Hahn E hindurch gestattet; bei einer weitern Eröffnung von v aber, wie sie durch langsame Bewegung des Hebels A im Sinne des Pfeils bewirkt wird, verschließt der mittelst der Schubstange Z bewegte Hahn E dem Wasser den Austritt ins Freie und es ist dasselbe daher genöthigt, durch den Canal N empor und in die zweite Auffangedüse F' zu treten. Zu gleicher Zeit ist jetzt durch weitere Drehung des Hebels A und der Axe B das Ventil v' geöffnet, so daß der durch die zweite Dampfdüse D' austretende Dampf das Wasser in

Fig. 521 I.

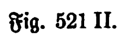
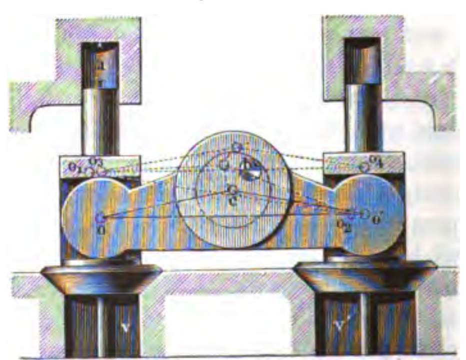


Fig. 521 II.

Fig. 521 III.



die zweite Auffangedüse F' wirft. Dieses Wasser findet anfänglich noch einen Ausgang ins Freie durch den Canal M', dessen Oeffnung jedoch kurz darauf durch weitere Drehung des Hahns E verschlossen wird. In diesem Augenblicke wird das Speiseventil C durch den gegen dasselbe treffenden Wasserstrahl geöffnet und das Wasser strömt nunmehr als ununterbrochener Strahl in den Kessel, so lange der Dampf hinzugelassen wird, welcher fortwährend durch die beiden Düsen D und D' gleichzeitig eintritt.

Um die Bewegung der beiden Ventile v und v' und des Hahns E in der hier gedachten Art leicht und bequem hervorzurufen, ist folgende Einrichtung getroffen. Der zur Bewegung der beiden Ventile v und v' angeordnete doppelarmige Hebel oo' ist excentrisch auf die Axe B des Handhebels gesetzt, so zwar, daß c, Fig. 521 III, den Mittelpunkt für das Auge dieses Hebels oo' darstellt, während die Drehaxe des Händels A ihren Mittelpunkt in b hat. Es ergiebt sich nun, daß bei einer Rechtsdrehung des Händels A und seiner Axe B um b der Mittelpunkt c sich erhebt, und zwar wird hierbei nur das kleinere Ventil v wegen des geringern Dampfdrucks sich öffnen, während das größere Ventil v' vom Dampfe noch niedergehalten wird. Der Hebel oo' stellt sich daher in die schräge Lage $o_1 o_2$. Sobald indessen das Ventil v um eine gewisse Größe gehoben ist, welche gleich dem freien Spiele a ist, das der Stift von v oberhalb in seiner Führung findet, ist bei weiterer Drehung des Händels das Ventil v an jeder ferneren Hebung verhindert und es muß nun v' erhoben werden, indem der Hebel oo' sich aus der Lage $o_1 o_2$ in diejenige $o_3 o_4$ stellt. Auf diese Weise wird die gedachte Bewegung der Ventile einfach durch langsames Rechtsdrehen des Händels erzielt, denn die in Fig. 521 I dargestellte Verbindung der Axe B des Händels A mit der des Hahnes E durch die Zugstange Z veranlaßt, daß auch dieser Hahn die angegebene Bewegung macht, sobald der Händel A umgelegt wird. Durch die Anwendung von zwei Düsen ist der Injector befähigt worden, vorgewärmtes Wasser von einer Temperatur von 65 bis 70° C. speisen zu können, während Injectoren mit nur einer Düse erfahrungsmäßig nur ungenügend oder gar nicht arbeiten, sobald das Speisewasser eine Temperatur über 30° C. hat. Man kann sich diese Erscheinung etwa in folgender Art erklären. Bei allen Injectoren spielt die Condensation des zur Wirkung kommenden Dampfes in dem Apparate eine wichtige Rolle, nicht nur weil das dadurch entstehende Vacuum die Möglichkeit des Saugens gewährt, sondern auch, weil die Geschwindigkeit, mit welcher der Dampf ausströmt, durch die Beseitigung des Gegendruckes gesteigert wird. Nun ist, wie die nachfolgende Rechnung ergeben wird, zur Speisung einer bestimmten Wassermenge eine Dampfmenge von solcher Größe erforderlich, daß dadurch die Anfangstemperatur etwa um 40° C. erhöht wird. Wird nun diese Dampfmenge bei den eindüsigen Apparaten im vollen Betrage dem eintretenden Wasser zugeführt,

so wird dessen Temperatur, wenn sie anfänglich 40 bis 50° beträgt, dadurch auf etwa 80 bis 90° erhöht, welche Temperatur dem Siedepunkte 100° nahe liegt, welcher zu der in der Condensationskammer herrschenden atmosphärischen Pressung gehört. Das Wasser verliert dadurch wesentlich an seiner Fähigkeit, den Dampf zu condensiren.

Dagegen wird bei den Körting'schen Apparaten durch die erste kleinere Düse auch nur ein entsprechend kleiner Theil der Gesammtdampfmenge zugeführt, so daß die Temperaturerhöhung geringer und zwar ungefähr nur zu 10° ausfällt, wenn man etwa nur den vierten Theil des Dampfes durch die erste Düse treten läßt. Dies würde voraussetzen, daß der Querschnitt der größern Düse etwa dreimal so groß, wie der der kleinern ist. Das zutretende Wasser würde also in diesem Falle noch um etwa 30° wärmer sein können als bei Anwendung von nur einer Düse, ohne die Fähigkeit zu condensiren in geringerm Maße zu haben. Wenn nun das Wasser nach der zweiten Düse gelangt, so wird zwar daselbst durch den neu hinzutretenden Dampf eine weitere Erwärmung des Wassers stattfinden, welche dessen Temperatur bis zu 100° und vielleicht noch darüber erhöht; dies ist in der zweiten Kammer aber auch angängig, denn da hier der Druck bereits größer ist als der atmosphärische, so liegt auch der Condensationspunkt in dieser Kammer höher, z. B. für einen Druck von 2 Atmosphären nach der Tabelle §. 235 bei 120,6°. In dieser Weise mag man es sich erklären, warum erfahrungsmäßig die mit zwei Düsen arbeitenden Apparate wärmeres Wasser zu speisen vermögen als die eindüsigen.

Auch die mögliche Saughöhe soll bei diesen Apparaten größer und nach der Angabe der Verfertiger beim Ansaugen kalten Wassers bis zu 6 m, unter Umständen sogar bis zu 7 m angenommen werden können. Die Anwendung von zwei Düsen scheint auch den Apparat in gewissem Sinne zu einem selbstregulirenden zu machen, indem bei einer geringer gewordenen Dampfspannung die erste Düse entsprechend weniger Wasser nach der zweiten schafft, durch welche jetzt auch weniger Dampf zur weitern Beförderung austritt. Bei den Injectoren mit einer Düse muß dagegen den Schwankungen des Dampfdruckes entsprechend eine Regulirung der Eintrittsöffnung für das Wasser vorgenommen werden.

Die Fähigkeit der Dampfstrahlpumpen, warmes Wasser befördern zu können, ist von nicht zu unterschätzender Bedeutung, da hierdurch die Möglichkeit gegeben ist, durch Anwendung von Vorwärmern einen Theil der Wärme des abgehenden Dampfes bei Auspuffmaschinen oder der Rauchgase bei Condensationsmaschinen für den Kessel wieder nutzbar zu machen.

Eine angenäherte Theorie des Injectors ist in Thl. III, 2, Cap. IV, gelegentlich der Besprechung der Saugstrahlpumpe gegeben. Unter Zuhülfe-

nahme der mechanischen Wärmetheorie läßt sich diese Theorie noch in der folgenden Weise vervollständigen.

Es werde aus dem Dampfkessel, in welchem die Spannung p und die zugehörige Temperatur t herrscht, in einer beliebigen Zeit 1 kg Dampf- und Wassermischung dem Injector zugeführt und es möge x die Gewichtsmenge des in dem Gemische enthaltenen Dampfes bedeuten. Bezeichnet dann wieder q die Flüssigkeitswärme und ϱ die innere, sowie r die äußere latente Wärme des Dampfes (s. §. 234), so enthält das betreffende Gemisch die innere Wärme $q + x\varrho$. Das Gemisch hat bei der Spannung p das Volumen $\sigma + xu$, wenn wie früher mit $\sigma = 0{,}001$ cbm das specifische Volumen des Wassers und mit u das Volumen von 1 kg Dampf der Spannung p bezeichnet wird. Wenn dieses Volumen aus dem Kessel getreten ist, so ist eine äußere Arbeit gleich $p(\sigma + xu)$ geleistet, deren Wärmewerth durch $Ap(\sigma + xu)$ dargestellt ist, unter $A = \frac{1}{424}$ W.-E. das Wärmeäquivalent der Arbeitseinheit verstanden. Man hat daher die ganze in dem austretenden Dampfgemische enthaltene Energie, ausgedrückt in Wärmemaß zu:

$$Q = q + x\varrho + Ap(\sigma + xu) = q + xr + Ap\sigma,$$

wenn nach §. 234:

$$\varrho + Apu = r$$

gesetzt wird.

Gesetzt nun, es werde ein Gewicht Wasser gleich M Kilogramm auf die Höhe h angesaugt und daher das Gewicht $1 + M$ Kilogramm Wasser, dessen Volumen $\sigma(1 + M)$ ist, in den Kessel gepreßt. Hierzu gehört, da der Atmosphärendruck p_0 dabei die Arbeit $L_a = M\sigma p_0 - Mh$ verrichtet, ein Arbeitsaufwand von:

$$L = \sigma(1 + M)p - L_a = \sigma p + M[\sigma(p - p_0) + h].$$

Tritt nun das von dem Injector beförderte Wasser von dem Gewichte $1 + M$ mit einer Temperatur t_1 in den Kessel, so ist die in diesem Wasser enthaltene Flüssigkeitswärme $(1 + M)q_1$, und da das Speisewasser M bei der ursprünglichen Temperatur t_0 eine Flüssigkeitswärme Mq_0 enthielt, so ist von der anfänglich in dem Dampfe enthaltenen Wärme Q an das beförderte Wasser der Ueberschuß:

$$(1 + M)q_1 - Mq_0 = q_1 + M(q_1 - q_0) = Q_0$$

übergegangen. Demzufolge muß die Wärmemenge:

$$Q - Q_0 = q - q_1 + xr + Ap\sigma - M(q_1 - q_0)$$

in Arbeit verwandelt sein, und man hat dieselbe gleich dem Wärmewerthe AL

derjenigen Arbeit L zu setzen, welche zur Beförderung des Wassers in den Kessel aufgewendet werden mußte. Die Gleichsetzung liefert:

$$q - q_1 + xr + Ap\sigma - M(q_1 - q_0)$$
$$= A\sigma p + AM[\sigma(p - p_0) + h],$$

woraus man für das angesaugte Wasser den Ausdruck:

$$M = \frac{q - q_1 + xr}{q_1 - q_0 + A[\sigma(p - p_0) + h]}$$

erhält.

In diesem Ausdrucke ist außer M noch die Flüssigkeitswärme q_1 des aus dem Injector nach dem Kessel tretenden Wassers unbekannt, und man kann daher aus dieser Formel die durch 1 kg Dampf beförderte Speisewassermenge M nur dann bestimmen, wenn die Temperatur t_1 dieses Wassers etwa durch Beobachtung festgestellt ist, indem man aus dieser Temperatur nach (78) in §. 234 die zugehörige Flüssigkeitswärme bestimmen kann. Jedenfalls erkennt man aus dieser Formel, daß die Saughöhe h nur einen sehr untergeordneten Einfluß auf die Größe von M haben wird, da das Glied $A[\sigma(p - p_0) + h]$ nur klein ist im Vergleich zu $q_1 - q_0$. Dagegen ist wegen des hohen Werthes von r die Größe von x, d. h. der Feuchtigkeitsgehalt des Dampfes von wesentlichem Einflusse und es muß unter sonst gleichen Umständen das beförderte Wasser um so größer ausfallen, je trockener der Dampf ist, d. h. je näher x der Einheit liegt. Daß bei einer höhern Temperatur t_1 des in den Kessel tretenden Wassers die Menge desselben natürlich kleiner ist, zeigt die Formel ebenfalls.

Beispiel. Es möge angenommen werden, der Dampf im Kessel habe eine Spannung von 5 Atmosphären und trete mit 10 Proc. Wasserbeimengung in den Injector, welcher das Wasser von 10° C. auf eine Höhe gleich 3 m anzusaugen habe. Durch Beobachtung sei ferner die Temperatur des Wasserstrahls zu 50° festgestellt. Wie groß ist in diesem Falle die durch 1 kg des verwendeten Dampfes beförderte Wassermenge?

Nach der Tabelle des §. 235 hat man für $p = 5$, $t = 152,22$, $r = 499,19$, $q = 153,74$ und nach (78) in §. 234 ist die Flüssigkeitswärme für 10° C. $q_0 = 10,0$ und für 50° C. $q_1 = 50,09$. Mit diesen Werthen und $x = 0,9$ $p = 5 . 10336$ kg, $p_0 = 10336$ kg und $A = \frac{1}{424}$ folgt:

$$M = \frac{153,74 - 50,09 + 0,9 . 499,19}{50,09 - 10,0 + \frac{1}{424}(0,001 . 4 . 10336 + 3)}$$
$$= \frac{552,92}{40,09 + 0,10} = 13,75 \text{ kg}.$$

Der geringe Einfluß der Saughöhe h ist daraus ersichtlich. Wäre dagegen der Dampf ganz trocken, so erhielte man für dieselbe Temperatur $t_1 = 50°$ die Wassermenge:

$$M = \frac{153,74 - 50,09 + 499,19}{40,19} = \frac{602,84}{40,19} = 15,0 \text{ kg}.$$

Es ist leicht zu erkennen, daß man aus der etwa durch Messung festgestellten Wassermenge M, welche durch jedes Kilogramm Dampf in den Kessel gedrückt wird, einen Rückschluß auf die Größe von x, d. h. auf die dem Dampfe beigemengte Wassermenge machen könnte.

Vorwärmer. Die Erwärmung des Speisewassers in dem Injector geschieht auf Kosten des aus dem Kessel zugeführten Dampfes und es ist demnach mit dieser Vorwärmung des Speisewassers ein Gewinn oder eine Ersparniß an Wärme nicht verbunden. Das Letztere ist nur der Fall, wenn es möglich ist, dem Speisewasser eine höhere Temperatur durch solche Stoffe zu ertheilen, deren Wärme ohnedies unbenutzt bleiben würde. Solche Körper sind die durch den Schornstein abziehenden Gase und bei Maschinen ohne Condensation die abgehenden Dämpfe. Man hat vielfach Apparate angewendet, welche den Zweck haben, die sonst verloren gehende Wärme dieser Stoffe theilweise dadurch nutzbar zu machen, daß man sie zum Vorwärmen des Speisewassers verwendet. §. 271.

Der hierdurch erreichbare Gewinn an Wärme ist leicht zu beurtheilen. Nimmt man eine mittlere Temperatur der Atmosphäre und des für die Kesselspeisung vorhandenen Wassers von 12° an, so ist die jedem Kilogramm dieses Wassers zuzuführende Wärme, um es in Dampf von etwa 5 Atmosphären Spannung zu verwandeln, nach der Tabelle in §. 234 zu:

$$q + r - 12 = 153,74 + 499,19 - 12 = 640,93 = rot.\ 640 \text{ W.-E.}$$

gegeben, wenn man die Flüssigkeitswärme des Wassers von 12° C. zu 12 Wärmeeinheiten annimmt. Demnach ist mit jeder Erwärmung des Speisewassers um 1° C. eine Ersparniß von $\frac{1}{640} = 0,00156$ oder etwa $^1/_6$ Proc. der ganzen für den Dampfkessel gebrauchten Wärme verbunden. Wenn man daher durch den abgehenden Dampf der Maschine, dessen Temperatur 100° beträgt, eine Anwärmung des Wassers auf etwa 90° C., also um 78°, erreichen kann, so ist hiermit eine Ersparniß von 78 . 0,00156 = 0,121 oder etwa 12 Proc. der aufzuwendenden Wärme verbunden. Hieraus erklärt sich genügend der Vortheil, welchen die Vorwärmer für Maschinen ohne Condensation gewähren. Die Kosten, welche deren Anbringung verursacht, fallen nicht ins Gewicht, besonders wenn man erwägt, daß in Folge derselben die ganze Kesselanlage in Anbetracht der geringern Wärmeentwickelung entsprechend kleiner sein kann. Daß die abgehenden Dämpfe jederzeit genügende Wärme abgeben können, um eine Vorwärmung wie die vorausgesetzte, erreichen zu lassen, ergiebt sich ohne weiteres aus dem hohen Werthe der latenten Wärme des Wasserdampfes. Denn wenn auch

der ursprünglich ganz trockene Wasserdampf in Folge der Expansion und Abkühlung durch die Cylinderwandung bis etwa zu $^1/_4$ seines Gewichtes mit tropfbarem Wasser behaftet sein würde, so wäre in 1 kg des Gemisches von einer Atmosphäre Spannung doch immer noch die innere Wärme um

$$\frac{3}{4}\,\varrho = \frac{3}{4}\,496{,}3 = 372 \text{ W.-E.}$$

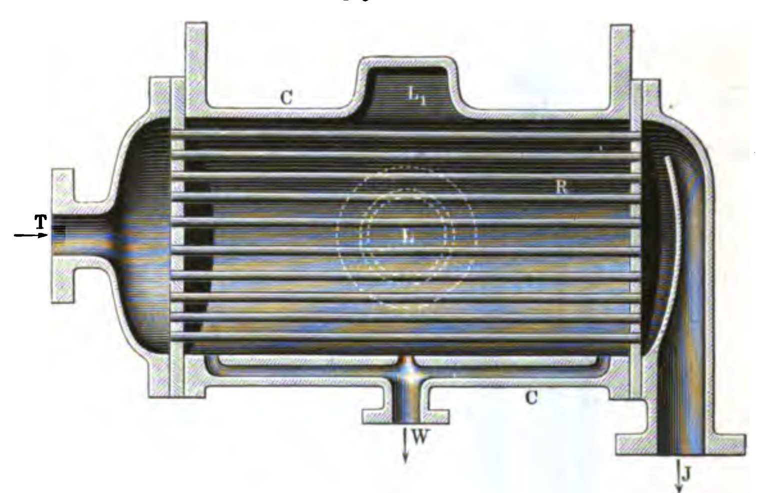
größer als in 1 kg Wasser von 100°, und diese Wärme wäre für die Vorwärmung des neu einzuführenden Speisewassers verwendbar.

Um dem Wasser die Wärme des abgehenden Dampfes mitzutheilen, kann man den letztern einfach durch das Speisewasser hindurchleiten, wobei eine entsprechende Dampfmenge sich condensirt, doch ist diese zwar einfache Methode nicht empfehlenswerth, weil der abgehende Dampf dabei eine gewisse Wassersäule im Vorwärmer überwinden muß, wodurch der schädliche Gegendruck in der Maschine vergrößert wird. Auch müßte in diesem Falle das gewärmte Wasser einen freien, der Atmosphäre ausgesetzten Wasserspiegel haben, und die Speisepumpe würde dieses heiße Wasser nicht ansaugen können, der betreffende Vorwärmer müßte daher höher aufgestellt werden als die Pumpe, um das Wasser von selbst zufließen zu lassen. Aus diesen Gründen zieht man es vor, die Vorwärmer in Gestalt von Behältern oder Gefäßen, meistens von Röhrenform, anzuordnen, welche in die Druckleitung der Speisepumpe eingeschaltet werden, so daß die letztere das Wasser durch dieselben hindurch zu drücken hat. Das Wasser kommt hierbei nicht in directe Berührung mit dem Dampfe, sondern empfängt die Wärme durch die Gefäßwandung hindurch, deren entgegengesetzte Seite dem Dampfe ausgesetzt ist. Hierbei sind die das Wasser aufnehmenden Röhren entweder in einem geschlossenen Gefäße untergebracht, welches mit dem Dampfableitungsrohre in Verbindung steht und sich aus diesem mit Dampf füllt, oder man bedient sich der wirksamern Circulationsapparate, durch welche der Dampf ununterbrochen hindurchgeleitet wird. Die erstere Anordnung findet namentlich auf Locomotiven Anwendung, bei denen der abgehende Dampf noch den wichtigen Zweck der Zugbeförderung durch das Blasrohr zu erfüllen hat, während man bei feststehenden Dampfkesseln meistens Circulationsvorwärmer anwendet.

Ein Vorwärmer, wie er von Körting für Locomotiven angewendet wird, ist durch Fig. 522 dargestellt. In den gußeisernen Cylinder C wird abgehender Dampf der Maschine durch das seitlich angebrachte Rohr L und den Canal L_1 geleitet, ohne durch den Apparat zu circuliren. Der vom Dampfe erfüllte Raum ist von einer großen Anzahl enger Kupferröhren R durchzogen, durch welche das bei T aus dem Tender kommende Wasser fließt, um durch die bei J angeschlossene Leitung dem Injector zugeführt zu werden.

Das im Innern des Vorwärmers aus dem Dampfe sich bildende Condensationswasser fließt durch die Oeffnung W ab. Diese Vorwärmer werden etwas höher aufgestellt als die Injectoren, so daß die letzteren nicht zu saugen nöthig haben.

Fig. 522.

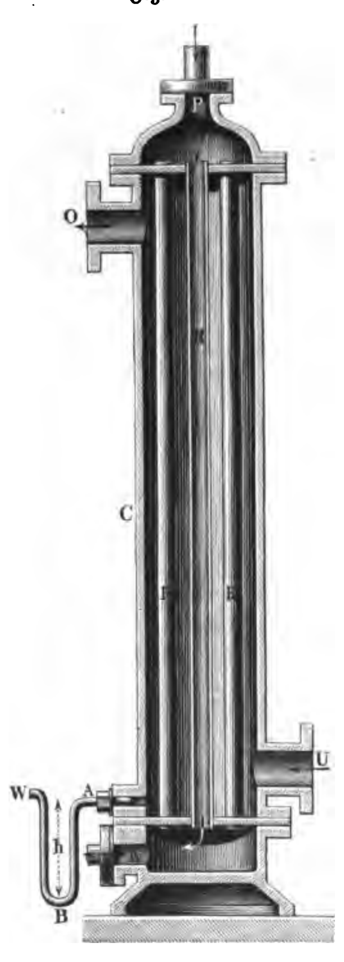


Einen Circulationsvorwärmer für stehende Anlagen zeigt Fig. 523 (a. f. S.). Der stehende Cylinder C ist hier ebenfalls von einer Anzahl schmiedeiserner Röhren R durchzogen, in welche das Wasser von der Speisepumpe bei P hineingedrückt wird, um unterhalb bei K in die nach dem Kessel führende Speiseleitung zu gelangen. Der Raum innerhalb des Cylinders C und um die Röhren R herum wird fortwährend von dem abgehenden Dampfe der Maschine durchzogen, indem derselbe durch U eintritt, um durch O ins Freie zu gelangen. Ein bei A angebrachtes Ablaßrohr dient zur Entfernung des gebildeten Condensationswassers. Damit durch dieses Rohr kein Dampf entweicht, kann man behufs Bildung eines sogenannten Wassersackes diesem Rohre die heberförmige Gestalt ABW geben, so daß das Wasser durch die Mündung W abfließt, während der Dampf dadurch nur entweichen könnte, wenn er einen der Wassersäule h entsprechenden Ueberdruck über die Atmosphäre ausüben würde. Um einen möglichst wirksamen Wärmeaustausch zu erlangen, pflegt man bei diesen Vorwärmern eine Gegenströmung anzuwenden, indem man die Bewegung des Wassers derjenigen des Dampfes entgegengesetzt gerichtet vornimmt.

Man hat auch zuweilen das Speisewasser durch die Feuergase des Kessels vorgewärmt, am einfachsten dadurch, daß man das Speisewasser durch ein

Rohr hindurch drückt, welches in einem der Feuerzüge gelagert ist. Häufig auch wird in dem Fuchse ein besonderer Vorwärmer aufgestellt, welcher meistens aus einem System enger Röhren besteht, durch die das Speisewasser hindurch gehen muß. Da diese Röhren sich leicht mit Ruß oder Flugasche bedecken, wodurch ihre Wirksamkeit beeinträchtigt wird, so hat man behufs Reinhaltung der äußeren Oberflächen auch wohl eigenthümliche, selbstwirkende Reinigungsapparate angewendet, wie z. B. bei dem Green'schen Vorwärmer oder sogenannten Economiser (Kohlen-Sparer). Bei diesem Apparate, welcher im Wesentlichen aus einer größern Anzahl verticaler, in Reihen aufgestellter Röhren besteht, werden dieselben durch eine langsam auf- und niedergehende Traverse gereinigt, welche mit Schabeisen für die einzelnen Röhren versehen ist. Die Bewegung erhält diese Traverse von einer besondern Welle, die durch einen Riemen von der zugehörigen Dampfmaschine umgedreht wird.

Fig. 523.



Diese Apparate werden insbesondere für Condensationsmaschinen empfohlen, bei denen das Speisewasser dem 35 bis 40° warmen Condensationswasser entnommen wird. Die Temperaturerhöhung, welche dem Wasser durch die abgehenden Rauchgase ertheilt werden kann, wurde schon oben besprochen (§. 262).

Die durch die Vorwärmer erreichbare Erwärmung des Speisewassers hängt nicht bloß von der Größe der Wärmefläche ab, welche für jedes Kilogramm des in bestimmter Zeit, etwa in der Minute durch den Vorwärmer geführten Wassers angeordnet ist, sondern auch von der Zeit, während welcher das Wasser sich in dem Vorwärmer aufhält, d. h. von der Geschwindigkeit, mit der es sich durch den Vorwärmer bewegt. In dieser Beziehung sind

weite und kurze Röhren wirksamer als enge und lange von gleicher Oberfläche, wie sich aus folgender Betrachtung ergiebt. Hat ein Rohr den Durchmesser d und die Länge l, und geht durch dasselbe in jeder Secunde die Wassermenge Q hindurch, so ist die Geschwindigkeit dieses Wassers durch $v = \frac{4\,Q}{\pi\, d^2}$ gegeben, und daher bestimmt sich die Zeit des Verweilens für jedes Wassertheilchen in dem Rohre zu $t = \frac{l}{v} = \frac{l\,\pi\, d^2}{4\,Q}$. Nimmt man ein Rohr von doppeltem Durchmesser $2\,d$ und derselben Oberfläche an, welches also die halbe Länge $\frac{l}{2}$ erhalten muß, so bestimmt sich für dieses Rohr und dieselbe Wassermenge Q die Durchgangsgeschwindigkeit zu $v_1 = \frac{Q}{\pi\, d^2}$ und die Zeitdauer der Vorwärmung zu $t_1 = \frac{l}{2\,v_1} = \frac{l\,\pi\, d^2}{2\,Q} = 2\,t$, d. h. doppelt so groß als bei der einfachen Weite d. Das weitere Rohr hat auch den doppelten Rauminhalt des engern und man kann daher auch sagen, daß die Zeitdauer, während welcher das Wasser in dem Vorwärmer verbleibt, mit dessen Rauminhalte direct proportional ist. Eine hinreichende Größe des Rauminhalts ist insbesondere noch mit Rücksicht auf die bei allen Kesseln gebräuchliche Art der intermittirenden Speisung erforderlich, da in Folge dieser Art des Betriebes in den kurzen Zeitabschnitten des eigentlichen Speisens natürlich entsprechend größere Wassermengen durch den Vorwärmer gehen, als der Kessel in derselben Zeit verdampft.

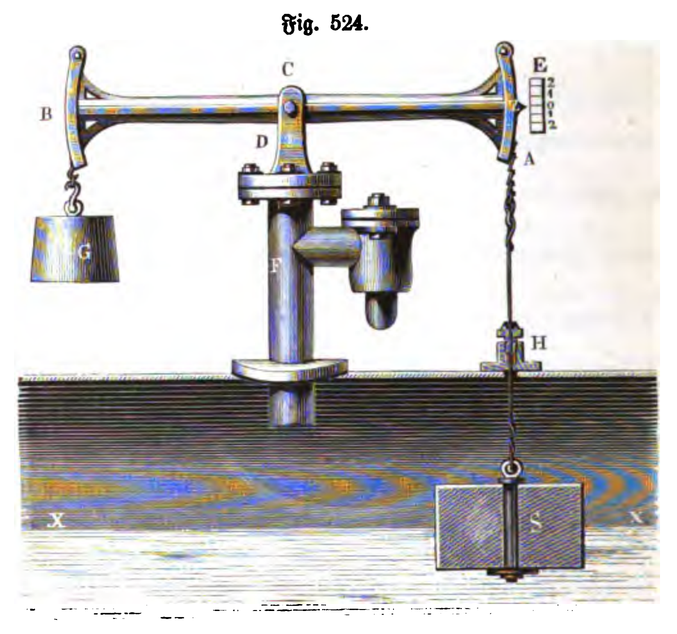
Wasserstandszeiger. Bei jedem Dampfkessel müssen ferner Apparate angebracht sein, welche über den Stand des Wassers in demselben die nöthige Auskunft geben. Es sind dies Schwimmer, Probirhähne und Wasserstandsröhren. §. 272.

Der Schwimmer oder das Schwimmniveau besteht aus einem doppelarmigen Hebel ABC, Fig. 524 (a. f. S.), an welchen einerseits ein eiserner oder steinerer Schwimmer S, andererseits aber ein Gewicht G angehängt ist. Die Drehungsaxe C, Fig. 525, ist entweder schneidig wie bei einem Wagebalken, oder sie wird durch zwei Stahlspitzen gebildet, welche AB mittelst einer eingesetzten Nuß erfassen. Das Lager D wird häufig auf den Speiseapparat F aufgesetzt. Um den Stand des Schwimmers genau anzugeben, wird ein Zeiger Z an den Hebel angesetzt, der über einer festen Scala E hinläuft. Uebrigens ersieht man noch aus der Figur in XX den Wasserspiegel und in H die Stopfbüchse für den Kupferdraht, woran der Schwimmer hängt. Diese Stopfbüchse, welche bei zu festem Anziehen, sowie in Folge von Staub oder Rost leicht ein Festklemmen der Schwimmerstange

veranlaßt, ist die Hauptursache, warum Schwimmer häufig ihren Dienst versagen.

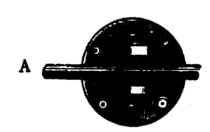
Die Probir- oder Wasserstandshähne geben nur dann den Wasserstand im Dampfkessel mit einiger Sicherheit an, wenn die Wallungen des

Fig. 524.



Wassers in demselben nicht sehr groß sind, was jedoch nur bei großen Kesseln und bei niedrigem Dampfdrucke der Fall ist. Von diesen Hähnen hat man stets zwei (zuweilen sogar drei), der eine mündet etwa 5 cm unter und der andere eben so viel über dem mittlern Wasserstande ein; so lange daher der Wasserspiegel zwischen diesen Mündungen steht, wird bei Eröffnung durch den einen Wasser und durch den andern Dampf ausströmen. Man hat horizontale und auch verticale Wasserstandshähne; jene münden an der Stirnfläche, diese aber an der Decke des Kessels aus. Fig. 526 zeigt in *A* die Seitenansicht und in *B* die vordere Ansicht von den Hähnen der ersten Art. In Fig. 527 hingegen sind die zwei verticalen Wasserstandshähne *A* und *B* mit dem nöthigen Holzschlüssel *C* abgebildet. Man ersieht, daß *B* über und *A* unter dem Wasserspiegel *XX* einmündet. Zuweilen wendet man anstatt der Probirhähne auch Probirventile an. Die Erkennung des Wasserstandes durch die Probirhähne ist immer mit gewissen Schwierigkeiten verbunden, weil der

Fig. 525.



austretende Dampf in der Regel viel Wasser mechanisch mitreißt und weil das austretende Wasser vermöge seiner hohen Temperatur eine lebhafte Dampfbildung zeigt.

Am sichersten erkennt man den Wasserstand an einer **Wasserstandsröhre**. Die Einrichtung eines solchen Wasserstandszeigers ist aus Fig. 528 zu ersehen. *A* ist die Glasröhre, *B* und *C* sind die metallenen Verbindungsröhren, wovon die untere in den Wasser- und die obere in den Dampfraum einmündet. *F* und *G* sind zwei durch eine Stange *H* verbundene Hebel,

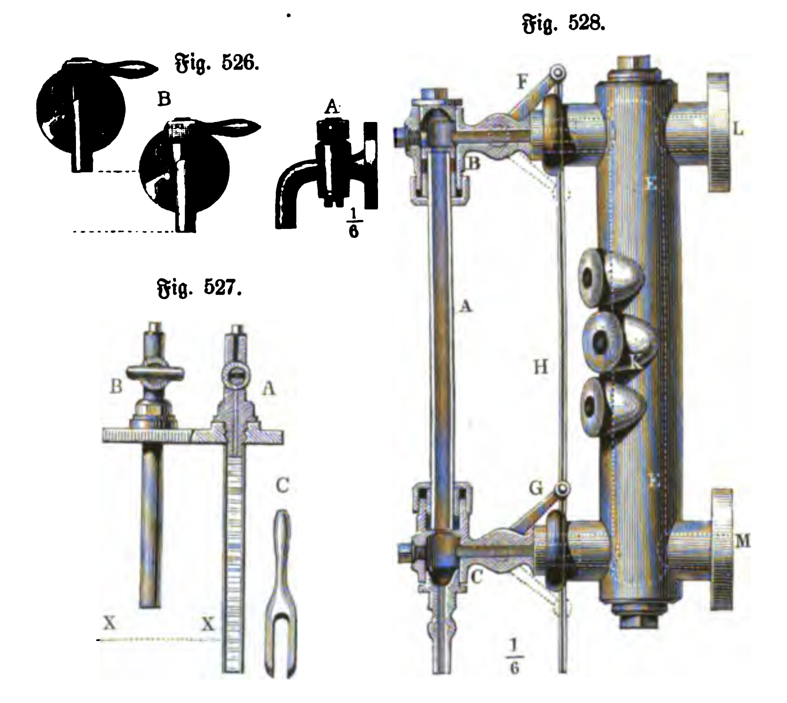


Fig. 526. Fig. 527. Fig. 528.

wodurch die Hähne in Bewegung gesetzt und die Verbindung der Glasröhre mit dem Kessel hergestellt und aufgehoben werden kann; endlich sind noch in der Röhre *EE*, welche die beiden bei *L* und *M* in den Kessel einmündenden Hahnstücke mit einander verbindet, die Ansatzstücke *K* für drei Probirventile angebracht.

Wegen der Zerbrechlichkeit und wegen des leichten Verstopfens und Trübewerdens werden die Wasserstandsröhren nicht so oft angewendet, als sie es in anderer Beziehung verdienen; dagegen empfiehlt **Scholl** in seinem „Führer des Maschinisten“ einen Wasserstandszeiger, von dem Fig. 529 I (a. f. S.) einen horizontalen, sowie Fig. 529 II einen verticalen Durchschnitt und

Fig. 529 III die vordere Ansicht vorstellt. Das Ganze bildet einen Messingkasten AB, der von unten mit dem Wasser- und von oben mit dem Dampfraume im Kessel in Verbindung steht, und nur von vorn durch zwei dicke Glastafeln G begrenzt wird. Auch bringt man in der neuern Zeit statt der Glastafeln Glasprismen zur Anwendung.

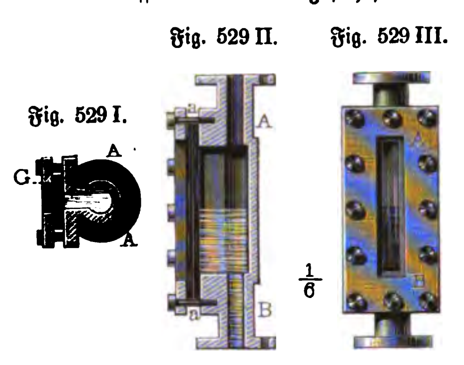
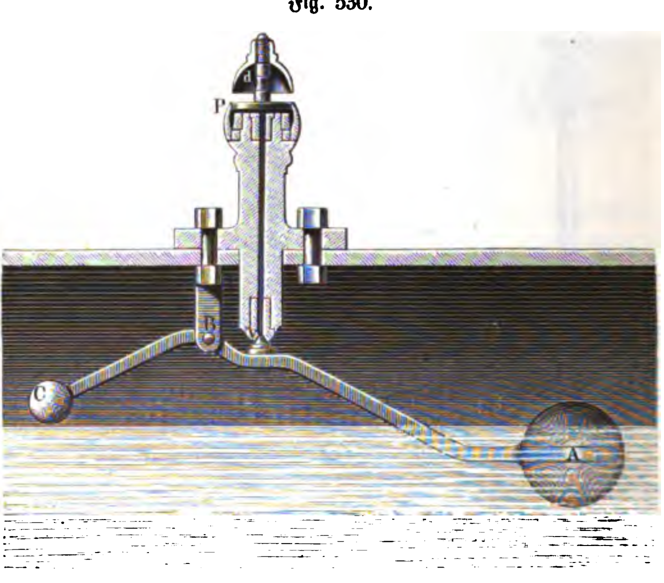


Fig. 529 I. Fig. 529 II. Fig. 529 III.

Um den Kesselwärter für den Fall eines zu tief gesunkenen Wasserstandes aufmerksam zu machen, hat man verschiedene Alarm- oder Signalvorrichtungen, sogenannte Speiserufer ausgeführt. Häufig verwendet man hierzu Schwimmer, welche mit einem Dampfaustrittsventil derart in Verbindung gebracht werden, daß sie bei einem gewissen tiefsten Standpunkte dieses Ventil öffnen und dem Dampfe

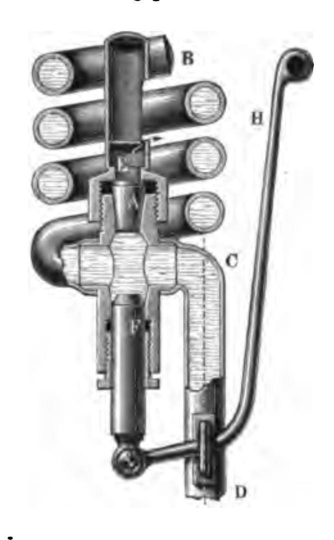
Fig. 530.



dadurch den Zutritt zu einer Dampfpfeife gestatten, deren Tönen den Wärter aufmerksam machen soll. Eine solche Einrichtung zeigt Fig. 530. Der Schwimmer besteht hierbei aus einer hohlen Metallkugel A, welche innerhalb

des Kessels an dem doppelarmigen Hebel *ABC* aufgehängt ist, so daß das Gegengewicht *C* zur Ausgleichung dient. Eine Stopfbüchse ist hierbei vermieden, indem der Hebel *AB* direct mit dem kleinen Kegelventil *v* versehen ist, welches für gewöhnlich den Dampf abschließt und ihn nur beim Eintreten des tiefsten Wasserstandes nach der Dampfpfeife *P* strömen läßt.

Fig. 531.



In anderer Art wirkt der Black'sche Alarmapparat, Fig. 531. Derselbe besteht aus einem Kupferrohr *BCD*, welches unterhalb bis unter den tiefsten Wasserstand des Kessels führt und oben durch einen Pfropfen *A* aus einer Metalllegirung verschlossen ist, welche bei 100° C. schmilzt. Wenn der Wasserspiegel im Kessel so tief sinkt, daß die Mündung von *D* frei wird, so fließt das Wasser aus der Röhre *CD* ab und es füllt sich dieselbe mit Dampf, durch welchen der Pfropfen zum Schmelzen gebracht wird. In Folge dessen strömt nun der Dampf durch eine über *A* befindliche Dampfpfeife und zeigt dadurch den entstandenen Mangel an Kesselwasser an. Damit ein Schmelzen des Pfropfens durch das Wasser nicht eintrete, ist das Schlangenrohr *BC* angeordnet, dessen Abkühlungsfläche so groß ist, daß das darin befindliche Wasser nur eine Temperatur von 40 bis 50° annimmt. Um bei eingetretener Schmelzung des Pfropfens den Dampf am fernern Entweichen zu verhindern und einen neuen Pfropfen einzusetzen, dient der Hebel *H*, durch dessen Bewegung der Kolben *F* erhoben und die Oeffnung unterhalb *A* verschlossen wird. Die Nothwendigkeit der Erneuerung des schmelzbaren Pfropfens nach einer eingetretenen zu tiefen Senkung des Wasserstandes macht diese Vorrichtung zu einer unbequemen und aus diesem Grunde seltener verwendeten.

Sicherheitsventile. Zu den wichtigsten Sicherheitsvorrichtungen der Dampfkessel gehören die Sicherheitsventile, das sind Ventile, welche sich nach außen öffnen, sobald der Druck des Dampfes im Innern des Kessels eine bestimmte Größe übersteigt und welche einen hinreichend großen Querschnitt erhalten müssen, um bei diesem Drucke die sich neu bildenden Dämpfe austreten zu lassen, damit eine weitere Steigerung der Dampfspannung hierdurch vermieden wird. Ist die Dampfspannung wieder auf den normalen Betrag §. 273.

gesunken, so müssen sich die Sicherheitsventile von selbst wieder schließen. Zur Erreichung dieser Zwecke wird ein Sicherheitsventil von außen mit einer Kraft verschlossen gehalten, die gleich derjenigen ist, mit welcher der Dampf das Ventil zu öffnen strebt, sobald die Kesselspannung den höchsten zulässigen Werth erlangt hat. Diese Belastung kann zwar durch unmittelbar auf das Ventil gelegte Gewichte ausgeübt werden, da diese Gewichte aber in den meisten Fällen sehr groß ausfallen und dadurch die Behandlung des Ventils, insbesondere die Möglichkeit eines Lüftens sehr erschwert wird, so zieht man der directen oder unmittelbaren Belastung in der Regel diejenige durch einen ungleicharmigen Hebel vor. Da hierbei der Dampfdruck an einem kleinen und die Belastung an einem größern Hebelsarme wirkt, so ist hierdurch die Anwendung einer dem Hebelverhältnisse entsprechend kleinern Belastung ermöglicht. Während man bei allen feststehenden Dampfkesseln die Belastung des Hebels durch Gewichte erreicht, ist man bei Locomotiv- und Schiffskesseln wegen der hierbei unvermeidlichen Schwankungen zur Anwendung von Federn genöthigt, welche indessen wegen ihrer Veränderlichkeit weniger zuverlässig sind als Gewichte, und von Zeit zu Zeit in Bezug hierauf einer Prüfung zu unterwerfen sind.

Bei allen Sicherheitsventilen hat man die Breite der Sitzfläche, auf welcher das Ventil aufruht, so gering zu machen als die Widerstandsfähigkeit des

Fig. 532.

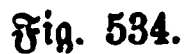


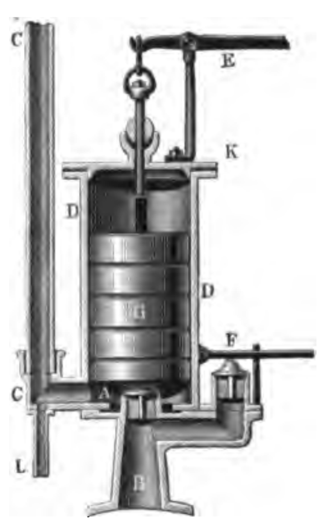
Fig. 533.



Materials es gestattet, weil erfahrungsmäßig breite Sitzflächen niemals gut dicht halten. Der Grund hiervon kann darin gefunden werden, daß der dichte Abschluß eines Ventils mit einer Sitzfläche von der Breite *ab*, Fig. 532, niemals in dem innern Kreise *aa*, sondern erst an einer mittlern Stelle *cc* stattfindet, folglich die eigentlich von dem Dampfe gedrückte Fläche größer ist als die Oeffnung *aa* des Ventilsitzes *S*, welche man bei der Bestimmung der Ventilbelastung zu Grunde legt, sofern diese Bestimmung durch Rechnung geschieht und nicht etwa, wie dies in Amerika üblich ist, auf Grund von directen Versuchen erfolgt. Auch giebt eine breite Sitzfläche leicht Veranlassung zur Ablagerung von Unreinigkeiten, welche durch die Ventilplatte

dann festgedrückt werden und den dichten Schluß verhindern. Aus dem Grunde ist man von der Form conischer Sicherheitsventile nach Art der Fig. 532 gänzlich zurückgekommen und führt die Berührungsfläche zwischen dem Ventile und seinem Sitze immer nur in geringer Breite von 1 bis 2 mm aus, wie Fig. 533 zeigt. Durch die Gesetzgebung einzelner Staaten ist sogar die Breite der Sitzfläche auf ein bestimmt vorgeschriebenes Maß eingeschränkt, wie z. B. in Belgien, wo die Breite der Sitzfläche für Sicherheitsventile zu 2 mm vorgeschrieben ist und in Frankreich, wo diese Breite zu $^1/_{30}$ des Ventildurchmessers und für Ventile unter 30 mm Durchmesser zu 1 mm bestimmt ist. Damit bei so geringen Auflagerflächen und der oft bedeutenden Belastung die genügende Widerstandsfähigkeit erreicht werde, hat man für das Ventil sowohl, wie für seinen Sitz harte Metallringe zu verwenden.


Fig. 534.

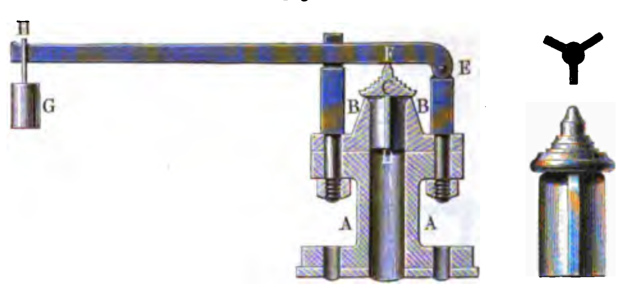


Ein Sicherheitsventil mit unmittelbarer Belastung, welches man übrigens aus dem schon angeführten Grunde nur für geringe Spannungen anwenden wird, ist durch Fig. 534 dargestellt. Das auf dem Kessel befindliche Rohrstück *B* trägt oberhalb die beiden Ventile *A* und *F*, von denen das erstere *A*, durch die unmittelbar aufgelegten Gewichtsscheiben *G*, das andere *F* dagegen durch einen Hebel belastet ist. Die Gewichte *G*, welche in einem verschlossenen und dem Kesselheizer unzugänglichen Gehäuse untergebracht sind, können mit Hülfe des Hebels *E* und der daran hängenden Stange *H* wohl gelüftet werden, gestatten aber keine mißbräuchliche Ueberlastung. Die durch das Ventil *A* austretenden Dämpfe werden durch das Abgangsrohr *C* abgeführt.

Ein Ventil mit Hebelbelastung dagegen zeigt Fig. 535 (a. f. S.). Das mit drei Führungsstegen oder Rippen *D* versehene Ventil ruht mittelst der eben abgedrehten Platte *C* auf dem zugeschärften Ventilsitze *B* und empfängt die gehörige Belastung mittelst des um *E* drehbaren Hebels *EH*, welcher bei *H* das Gewicht *G* trägt und bei *F* auf den stiftförmigen Ansatz des Ventils drückt. Zur gehörigen seitlichen Führung des Hebels dient die Gabel *K*.

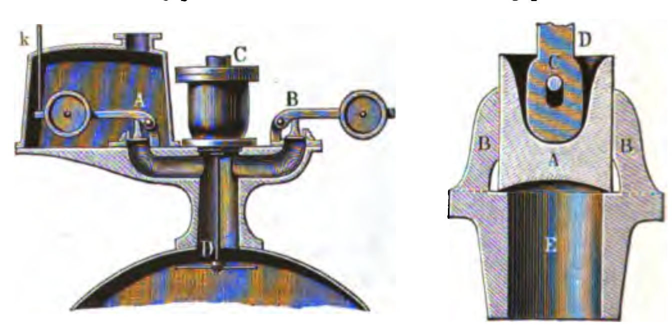
Das früher in Preußen geltende Regulativ schrieb vor, daß das anzubringende Sicherheitsventil verschließbar war, so daß es von dem Kesselwärter nur gelüftet, nicht aber überlastet werden konnte. Demgemäß ist die Ein-

Fig. 535.



richtung der Fig. 536 so getroffen, daß das eine der beiden Ventile *A* in einen Kasten eingeschlossen ist, so jedoch, daß es mittelst der Kette *k* gelüftet werden kann. Hierbei ist, um den Kessel an möglichst wenig Stellen zu durchbrechen, das Absperrventil für den zu entnehmenden Dampf in demselben Gehäuse bei *C* angebracht. Die Schutzplatte *D* soll dabei einem

Fig. 536. Fig. 537.



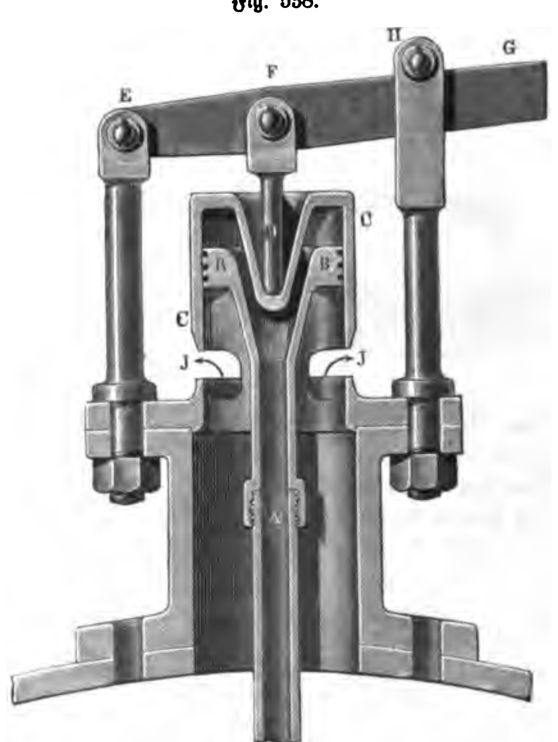
Mitführen von mechanisch beigemengtem Wasser entgegenwirken. Um das Sicherheitsventil vor einer mißbräuchlichen Ueberlastung zu sichern, kann man nach Fairbairn den Hebel im Innern des Kessels aufhängen.

Bei den hier angegebenen Ventilen ist die erforderliche Führung des Ventiltellers durch drei oder vier Stege bewirkt, welche genau in den ausgebohrten Ventilsitz passen. Da diese Stege eine nicht unbeträchtliche Verengung des Durchgangsquerschnitts für den Dampf im Gefolge haben, so hat man auch die Anordnung nach Fig. 537 so getroffen, daß die Führungs-

stege *B* nach außen verlegt sind, wodurch der ganze Querschnitt der Bohrung *E* als freie Durchgangsöffnung zur Wirkung kommt.

Mehrfache Beobachtungen und Versuche an Sicherheitsventilen haben gezeigt, daß sich dieselben während der Dampfausströmung nur wenig heben, so daß die frei gewordene Austrittsöffnung keineswegs so groß wird, wie es bei dem Ventilquerschnitte möglich ist. Insbesondere hat v. Burg gefunden, daß sich die gewöhnlichen Sicherheitsventile nur $^1/_8$ bis $^1/_3$ Linie eröffnen (s. dessen Abhandlung über die Wirksamkeit der Sicherheitsventile, Wien 1863). Auf Grund der Ergebnisse seiner Versuche schließt derselbe, daß die

Fig. 538.

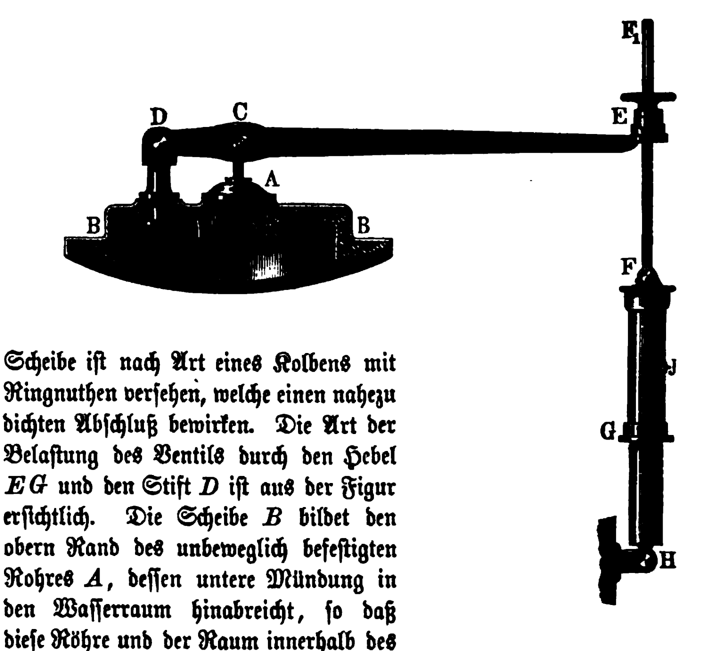


Sicherheitsventile nur als Regulatoren für den Heizer anzusehen sind. Auch fand er durch seine Versuche bestätigt, daß sich die Sicherheitsventile schon öffnen, bevor der Dampfdruck diejenige Größe erreicht hat, für welche die Belastung berechnet ist. Hiermit stimmen auch die Ergebnisse der Versuche von Baldwin*) überein. Dabei zeigt sich ferner, daß die Dampfspannung

*) Polytechn. Centralblatt 1867.

im Kessel trotz der Eröffnung des Ventils größer wird, was der geringen Eröffnung und wohl dem Umstande zuzuschreiben sein wird, daß der hydraulische Druck des durch das Ventil strömenden Dampfes geringer sein muß als der hydrostatische Druck des im Kesselinnern in Ruhe befindlichen. Diese Uebelstände möglichst zu vermeiden, sind verschiedene Ventilconstructionen angegeben worden, so unter andern von Hartley, Bodmer, Klotz, Lindner ꝛc. Die von Bodmer angewandte Einrichtung ist in Fig. 538 (a. v. S.) dargestellt. Hierbei hat der eigentliche Verschlußkörper *C* die Form eines innerlich genau ausgebohrten Hohlcylinders erhalten, welcher an der unbeweglich angebrachten Scheibe *B* auf- und niedergleiten kann. Diese

Fig. 539.



Scheibe ist nach Art eines Kolbens mit Ringnuthen versehen, welche einen nahezu dichten Abschluß bewirken. Die Art der Belastung des Ventils durch den Hebel *EG* und den Stift *D* ist aus der Figur ersichtlich. Die Scheibe *B* bildet den obern Rand des unbeweglich befestigten Rohres *A*, dessen untere Mündung in den Wasserraum hinabreicht, so daß diese Röhre und der Raum innerhalb des Ventils *C* über der Scheibe *B* stetig mit Wasser gefüllt ist, das der Dampf empordrückt. Die Eröffnung des Ventils bei übermäßiger Dampfspannung geschieht daher nicht durch den Druck des Dampfes selbst, welcher durch die feste Scheibe *B* aufgenommen wird, sondern durch den Druck des Wassers gegen den Ventildeckel, und zwar ist dieser Druck gar nicht abhängig von der Geschwindigkeit des bei *J* ausströmenden Dampfes. Die Eröffnung des Ventils erfolgt daher sofort bis zur vollen Hubhöhe, welche durch den Bolzen *H* in der Führungsgabel begrenzt ist, indem, wie in der

Figur angegeben, der Hebel EG durch den Druck des Wassers gegen H gepreßt wird. Die Wirkungsweise dieser Ventile wird gerühmt.

Wegen der Erschütterungen und Stöße kann die Belastung der Sicherheitsventile bei Locomotiven nicht durch Gewichte bewirkt werden, man wendet daher hierzu Federn an. Die Einrichtung eines gewöhnlichen Sicherheitsventils mit Federbelastung ist aus Fig. 539 ersichtlich. Das Ende E des Hebels DCE, woran das Sicherheitsventil A aufgehangen ist, umfaßt eine Schraubenspindel FF_1, deren unteres Ende F mit einer in den beiden über einander verschieblichen Hülsen FG und HJ eingeschlossenen Schraubenfeder verbunden ist. Da diese Feder andererseits bei H angeschlossen ist, so wirkt die in derselben vorhandene, durch die Schraubenmutter E auf ein bestimmtes Maß gebrachte Spannung einer Lüftung des Hebels entgegen. Ein an der untern Hülse HJ bei J befestigter Stift, welcher durch einen Schlitz der äußern Hülse FG hindurchtritt, läßt an einer auf der letztern angebrachten Eintheilung die Größe der Belastung erkennen, welche mit Hülfe der Mutter E hervorgerufen ist. Diese Eintheilung ist durch Versuche festzustellen.

Da die Spannung der Feder mit zunehmender Ausdehnung der letztern wächst, so ist bei dieser Anordnung auch die Kraft veränderlich, mit welcher das Ventil niedergehalten wird. Diesen Fehler zu beseitigen, sind verschiedene Mittel angegeben worden, das beste derselben ist die von Meggenhofen angewandte Aufhängung der Feder, Fig. 540 (a. f. S), welche den Zweck hat, den Hebelarm für die Federkraft in dem Maße zu verkleinern, in welchem die Spannung der Feder zunimmt. Hierbei ist die Feder vermöge des Winkelhebels KLN mit dem Ventilhebel CE verbunden und zwar derart, daß die Feder mittelst des Hakens FL an den Zapfen L und der Hebel durch den Haken MN an den Zapfen N dieses Winkelhebels angeschlossen ist, dessen Drehpunkt K durch zwei um den festen Punkt H drehbare Lenker KH gestützt wird. In dem geschlossenen Zustande des Ventils steht der Arm LN vertical und in der Richtung EH, der zu LN senkrechte Arm LK also horizontal. Bei der Erhebung des Ventils dagegen nimmt das ganze System die in der Figur punktirt gezeichnete Lage an, indem die Federhülse FH sowohl wie die Lenkschienen KH eine geringe Drehung um H erleiden. Es ist ersichtlich, wie hierdurch der beabsichtigte Zweck erreicht wird, mit eintretender Erhebung des Ventilhebels den Arm für den Zug der Feder zu verkleinern. Wenn es auch nicht möglich ist, die Anordnung so zu treffen, daß für alle möglichen Stellungen das Product aus der Federspannung in ihren Hebelarm dieselbe constante Größe annimmt, so läßt sich die Gleichheit dieser Momente doch für die äußersten Lagen erreichen, und es sind dann die Abweichungen dieses Productes für Zwischenstellungen nur unerheblich*).

*) S. Polytechn. Centralblatt 1853.

In den Ausführungen pflegt man übrigens den Zapfen K in einem Schlitze des Armes KL durch eine Stellschraube in geringem Grade verschiebbar zu machen, um eine genaue Einstellung vornehmen zu können.

Auch für Locomotiven hat Kirchweger die Anwendung der Gewichtsbelastung durch die in Fig. 541 dargestellte Anordnung zu ermöglichen

Fig. 540.



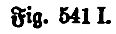
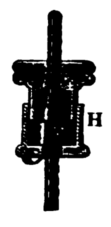


Fig. 541 I.



Fig. 541 II.

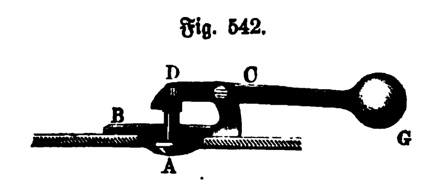


gesucht. Hierbei ist die das Gewicht G tragende Stange L bei B an den Ventilhebel mit Hülfe einer kleinen Feder F, Fig. 541 II, angeschlossen, zu deren Aufnahme die Kapsel H eingerichtet ist. Das Gewicht G selbst ist mittelst eines Gelenkes an die Stange L gehängt und unterhalb durch zwei Führungsstifte S geleitet, welche auf dem Kessel befestigt sind und für welche die Löcher in dem Gewichte mit Gummi gepolstert sind.

Noch kann bemerkt werden, daß man bei Kesseln, welche nur für geringe Dampfspannungen berechnet sind, eine besondere Sicherheitsvorrichtung gegen

ein Zerdrücken durch den äußern Atmosphärendruck anzuordnen hat, welches möglicherweise stattfinden kann, wenn etwa durch Condensation des Dampfes im Innern des Kessels ein luftleerer Raum entsteht. Diese Sicherheitsvorrichtung besteht in dem kleinen Luftventile *A*, Fig. 542, welches während des Betriebes durch den Dampf geschlossen gehalten wird, sich dagegen nach innen öffnet, um der äußern Luft den Eintritt in den Kessel zu gestatten, sobald daselbst der Druck so weit unter den atmosphärischen gesunken ist, daß der Ueberdruck des letztern das kleine Gewicht *G* zu heben vermag. Solche Luftventile, welche für alle Destillationsapparate und für die Niederdruckkessel mit geringer Wandstärke nothwendig sind, finden bei Kesseln für höhere Spannungen keine Anwendung, da hier die größere Wandstärke die Gefahr eines Zerdrücktwerdens ausschließt.

Fig. 542.



In Betreff der den Sicherheitsventilen zu gebenden Größe ist zu bemerken, daß die freie Durchgangsöffnung derselben nach Abzug der durch die Führungsstege bewirkten Verengung genügend groß sein muß, um bei der im Kessel herrschenden Spannung mindestens diejenige Dampfmenge austreten zu lassen, welche der Kessel höchstens, d. h. bei der stärksten Befeuerung, zu entwickeln vermag. Hieraus ergiebt sich, daß diese freie Ventilöffnung um so größer zu nehmen ist, je größer die Heizfläche des Kessels ist, so daß jeder Quadratmeter Heizfläche des Kessels ein bestimmtes Maß freier Ventilöffnung mindestens erfordert. Dieses Maß kann um so kleiner sein, je höher der Ueberdruck im Kessel ist, da mit diesem Ueberdrucke die Geschwindigkeit und das Gewicht des ausströmenden Dampfes wächst. Für die Ermittelung der mindestens erforderlichen Ventilöffnung kann man daher von den Gleichungen Gebrauch machen, welche unter Zugrundelegung der mechanischen Wärmetheorie für die Ausflußgeschwindigkeit und Menge des aus einer Oeffnung in die freie Atmosphäre strömenden Dampfes entwickelt werden können. Die Entwickelung dieser Formeln soll hier nicht durchgeführt werden, es möge genügen, in dieser Hinsicht die hierher gehörigen Resultate einer Tabelle anzuführen, welche von Zeuner*) berechnet worden ist. Hierin sind *D* und *W* die Gewichte Dampf und beziehungsweise Wasser in Kilogrammen, welche pr. Secunde durch eine Mündung des Ventils gleich 1 qm ausströmen, wenn die unter *p* angegebene Dampfspannung (totale Spannung) im Kessel vorherrscht.

*) Zeuner, Grundzüge der mechan. Wärmetheorie, S. 414.

Ausfluß trockenen gesättigten Wasserdampfes in die Atmosphäre:

p Atm.	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
D kg	291,9	367,5	412,9	444,9	469,5	489,3	505,8	520,0	532,4	543,4	553,1	562,1	570,2
W kg	12,3	24,8	35,4	44,5	52,6	59,7	66,1	72,0	77,5	82,4	87,1	91,4	95,5

Um daher die durch ein Ventil von der freien Oeffnung f ausströmende Dampfmenge zu bestimmen, hat man die für D angegebene Zahl mit f zu multipliciren und dann das erhaltene Product gleich derjenigen Dampfmenge zu setzen, welche der Kessel im ungünstigsten Falle, d. h. bei der stärksten Befeuerung entwickeln könnte. Der Sicherheit wegen, sowie mit Rücksicht darauf, daß das Ventil sich meistens nur wenig hebt, wird man die freie Ventilöffnung in der Regel viel größer annehmen.

In dieser Hinsicht bestimmt man noch vielfach die Größe der Sicherheitsventile nach Maßgabe derjenigen Bestimmungen, welche früher in Preußen hierfür Geltung hatten, obwohl in den derzeitigen Verordnungen des Deutschen Reiches die Vorschrift über eine bestimmte Größe des Sicherheitsventils fallen gelassen ist. Es möge daher jene frühere Bestimmung nach Umrechnung in metrische Maße hier angegeben werden. Danach war für jeden Quadratmeter der Heizfläche des Kessels eine freie Ventilöffnung erforderlich, welche in Quadratcentimetern betragen mußte:

	4,82	3,38	2,56	2,07	1,74	1,54	1,25	1,206	1,061	0,964	0,892	0,820	qcm
für:	0 bis 0,5	0,5 bis 1	1 bis 1,5	1,5 bis 2	2 bis 2,5	2,5 bis 3	3 bis 3,5	3,5 bis 4	4 bis 4,5	4,5 bis 5	5 bis 5,5	5,5 bis 6	Atmosph. Ueberdruck

Die französischen Verordnungen schreiben einen Ventildurchmesser nach der von Thrémery empirisch bestimmten Formel:

$$d = 2,6 \sqrt{\frac{F}{p - 0,412}} \text{ cm}$$

vor, unter F die Heizfläche in Quadratmetern und unter p die Spannung in Atmosphären verstanden.

Für die Belastung des Ventils durch ein Gewicht G, das an dem Hebelarme l wirksam ist, hat man, wenn der Abstand des Ventils vom Drehpunkte des Hebels a genannt wird, die einfache Momentengleichung:

$$\frac{\pi d^2}{4} p . a = V a + H b + G l,$$

worin p den Ueberdruck pr. Flächeneinheit, V das Gewicht des Ventils vom Durchmesser d und H das Gewicht des Hebels bedeutet, dessen Schwerpunkt in der Entfernung b vom Drehpunkte gelegen ist. Mittelst dieser Gleichung kann man in einem vorliegenden Falle den Abstand l für ein anzuwendendes Gewicht, oder das für einen bestimmten Abstand l erforderliche Gewicht G berechnen. Bei der Anordnung des Hebels hat man besonders darauf zu achten, daß der Mittelpunkt des Drehzapfens für den Hebel mit dem Punkte, in welchem der Dampfdruck auf den Hebel wirksam wird, in einer horizontalen, d. h. zur Axe des Ventils senkrechten Geraden liege. Für die dem Dampfdrucke ausgesetzte Ventilfläche pflegt man den innern Durchmesser der ringförmigen Auflagerfläche in Rechnung zu bringen, jedoch wurde schon oben bemerkt, daß diese Bestimmung mit einer gewissen Unsicherheit verbunden ist, und daß die dem Dampfdrucke thatsächlich ausgesetzte Fläche größer und zwar um so größer ist, je breiter die Sitzfläche des Ventils gemacht wird. Aus diesem Grunde erscheint die in Amerika übliche Bestimmung der erforderlichen Belastung durch directe Versuche gerechtfertigt, wobei das Sicherheitsventil einem durch ein Manometer gemessenen Drucke bis zu dem vorschriftsmäßigen ausgesetzt und die Ventilbelastung durch Verschiebung des Gewichts auf dem Hebel angemessen festgestellt wird.

Beispiel: Wenn bei dem im Beispiele des §. 264 berechneten Kessel die Spannung des Dampfes 5 Atmosphären (4 Atmosphären Ueberdruck) beträgt, so kann man die Größe des Sicherheitsventils wie folgt bestimmen.

Die Heizfläche wurde für diesen Kessel zu 25,7 qm bestimmt, entsprechend einer Verdampfung von 600 kg pr. Stunde für eine mäßige Anstrengung des Kessels. Bei starker Anstrengung dagegen würde diese Heizfläche nach der Tabelle im §. 264 im Stande sein, stündlich 25,7 . 30 = 771 kg Dampf zu erzeugen, also in jeder Secunde $\frac{771}{60 . 60} = 0{,}215$ kg. Zur Abführung dieses Dampfes wäre nach der vorstehenden Tabelle Zeuner's nur ein freier Querschnitt des Ventils f erforderlich, welcher sich aus:

$$0{,}215 = 444{,}9 f \text{ zu } f = 4{,}83 \text{ qcm}$$

ergiebt. Nach den Vorschriften des frühern preußischen Kesselregulativs dagegen ergiebt sich die vorgeschriebene freie Ventilöffnung zu mindestens

$$25{,}7 . 1{,}206 = 30{,}99 \text{ qcm}.$$

Wählt man der letztern Vorschrift gemäß einen Ventildurchmesser von $d = 7$ cm, entsprechend einer Querschnittsfläche von $\frac{7^2 \pi}{4} = 38{,}48$ qcm, so verbleibt nach Abzug der Stege, deren Querschnitt 5 qcm betragen mag, noch eine freie Oeffnung von 33,48 qcm.

Der Ueberdruck des Dampfes auf die ganze Ventilfläche, einschließlich der Stege, beträgt bei 4 Atmosphären Ueberdruck daher:

$$38{,}48 \,.\, 4 \,.\, 1{,}03 = 158{,}54 \text{ kg}.$$

Wenn nun das Sicherheitsventil 1,2 kg und der Hebel 2 kg wiegt, und der Abstand des Drehpunktes von der Ventilaxe 5 cm, sowie vom Schwerpunkte des Hebels 25 cm beträgt, so hat man das 15 kg schwere Belastungsgewicht in einem Abstande l von der Drehaxe anzubringen, welcher aus:

$$158{,}54 \,.\, 5 = 1{,}2 \,.\, 5 + 2 \,.\, 25 + 15\, l$$

zu

$$l = \frac{736{,}7}{15} = 49{,}1 \text{ cm} = 0{,}491 \text{ m}$$

folgt.

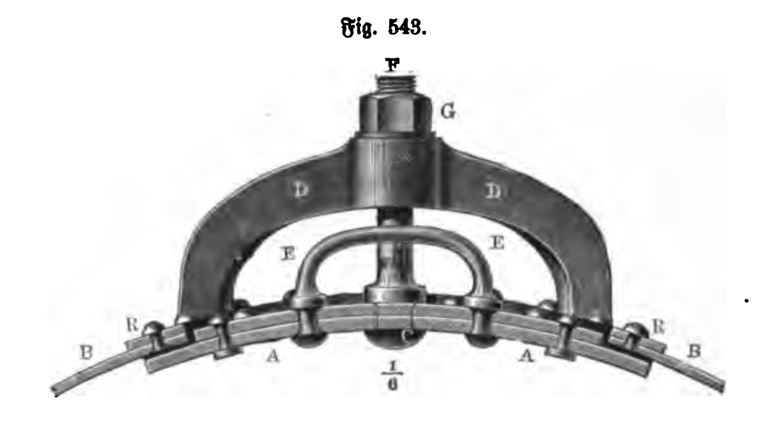
§. 274. **Die übrige Kesselausrüstung.** Außer den vorstehend besprochenen Kesselarmaturtheilen sind an jedem Kessel noch verschiedene Apparate und Vorkehrungen anzubringen, um einen regelmäßigen und gesicherten Betrieb zu ermöglichen. Zunächst hat man durch Anbringung eines zuverlässigen Manometers Sorge zu tragen, daß die in dem Kessel vorhandene Dampfspannung stets zu erkennen ist. Ueber die Einrichtung der verschiedenen Manometer ist bereits in der Einleitung gehandelt, und es genügt daher hier die Bemerkung, daß man in neuerer Zeit fast allgemein die Metall- oder Federmanometer anwendet, da dieselben jetzt in vorzüglicher Güte hergestellt werden und nicht mit den Unbequemlichkeiten behaftet sind, an welchen die offenen Quecksilbermanometer leiden, sobald dieselben für höhere Spannungen bemessen sind, zu denen man in neuerer Zeit allgemein übergegangen ist. Mit Rücksicht hierauf ist denn auch in dem Deutschen Kesselregulativ die früher in Preußen gültige Bestimmung fallen gelassen, welche das Vorhandensein eines offenen Quecksilbermanometers an jedem Dampfkessel forderte.

Daß man ferner an jedem Dampfkessel ein mit einer Absperrvorrichtung versehenes Dampfrohr zum Fortleiten des Dampfes nach der zu betreibenden Dampfmaschine anzubringen hat, ist selbstverständlich. Die Entnahme des Dampfes geschieht dabei möglichst an einer Stelle, wo die Wallungen des Wassers am wenigsten heftig auftreten, also thunlichst entfernt von der Feuerung, damit der fortgeführte Dampf möglichst wenig tropfbares Wasser mechanisch mit sich führt, womit immer ein erheblicher Verlust an Wärme verbunden ist. Diesem Zwecke, den Dampf so trocken als möglich zu erhalten, dient vorzüglich der Dampfdom, ein auf den Kessel aufgesetzter verticaler Cylinder, von dessen höchstem Punkte der Dampf entnommen wird. Bei der Anordnung eines Dampfdomes sollte man immer die Durchbrechung des Kessels auf das zum Uebergang des Dampfes unerläßliche Maß beschränken, nicht nur, um den Eintritt der Wasserwallungen in den Dom möglichst zu beschränken, sondern namentlich deshalb, um den Mantel des Kessels nicht durch eine unmäßig große Durchbrechung unnöthigerweise zu verschwächen.

Vielfach hat man auch besondere Vorrichtungen angebracht, welche den Zweck haben, das Mitreißen von Wasser durch den austretenden Dampf möglichst zu vermeiden, oder welche dazu dienen, in dem Dampfrohre selbst das mitgeführte Wasser abzuscheiden (s. weiter unten). Die eingehende Betrachtung dieser Vorrichtungen, deren Wirksamkeit oft eine zweifelhafte ist, gehört nicht in den Rahmen dieses Werkes und es muß hinsichtlich der Einrichtung der mannigfach zu diesem Zwecke angegebenen Vorrichtungen auf die betreffende Fachliteratur verwiesen werden.

Behufs der Reinigung der Kessel und Vornahme etwa nöthig werdender Ausbesserungen im Innern derselben ist bei jedem Kessel, sofern derselbe vermöge seiner Anordnung und Abmessungen überhaupt ein Besteigen durch

Fig. 543.



Arbeiter gestattet, ein sogenanntes Mannloch anzubringen. Dasselbe ist eine meistens elliptisch geformte Oeffnung, deren Abmessungen zum Durchlassen eines Arbeiters zu 0,30 bis 0,32 m Breite und 0,37 bis 0,42 m Länge zu bestimmen sind. Der Verschluß dieser Oeffnung geschieht durch einen aus doppeltem Kesselblech zusammengenieteten Deckel *A*, Fig. 543, welcher durch den Dampfdruck selbst fest gegen den Kesselmantel *B* gepreßt wird, wobei man den dichten Abschluß durch einen zwischen *A* und *B* gelegten Hanfzopf oder eine Gummischnur erreicht. Durch zwei Bolzen *CF* und deren Schraubenmuttern *G* wird der Deckel mit Hülfe zweier Bügel *D* noch besonders angepreßt. Von wesentlicher Bedeutung ist die Verstärkung des durch die Oeffnung geschwächten Kesselblechs durch einen rings um diese Oeffnung angebrachten Ring *R* von hinreichend großem Querschnitte. Der nicht genügenden Versteifung der Mannlochöffnungen hat man in einzelnen Fällen das Vorkommen von Kesselexplosionen zugeschrieben. Auch in dem Dome bringt man zuweilen das Mannloch an, namentlich bei Locomotivkesseln.

Zum Ablassen des Wassers ist natürlich jeder Kessel mit einer an der tiefsten Stelle befindlichen Oeffnung zu versehen, welche in der Regel mit einem Hahne, zuweilen auch nur mit einer dampfdicht eingesetzten Schraube verschlossen ist. Dieser Ablaßhahn kann auch zum sogenannten Ausblasen, d. h. zur Entfernung des Schlammes benutzt werden, welcher sich im Kessel mit der Zeit ansammelt, sobald zum Speisen desselben unreines Wasser verwendet wird, was wohl meistens der Fall ist. Wenn hierbei die in dem Wasser enthaltenen nichtflüchtigen Bestandtheile derart sind, daß sie nach der Verdampfung des Wassers eine schlammartige halbflüssige Masse bilden, so genügt es oft zum Reinhalten des Kessels, wenn von Zeit zu Zeit der Ablaßhahn während kurzer Dauer geöffnet wird. Dieses Ausblasen findet z. B. regelmäßig auf denjenigen Dampfschiffen statt, deren Kessel mit Seewasser gespeist werden. Bekanntlich haben die Nachtheile der Kesselverunreinigung durch das Seewasser hauptsächlich den Anlaß zur Anwendung der sogenannten Oberflächencondensatoren auf Seeschiffen gegeben, wovon in Thl. III, 2, gehandelt wird.

In sehr vielen Fällen jedoch bilden die in dem Speisewasser enthaltenen mineralischen Bestandtheile einen steinartig festen, aus kohlensaurem Kalk oder aus Gyps bestehenden Niederschlag, den Kesselstein, welcher oft so fest an der Kesselwand haftet, daß er nur durch Hammer und Meißel zu entfernen ist. In diesem Falle führt das Abblasen nicht zu einer Reinigung des Kessels, eine solche ist dabei vielmehr nur durch regelmäßig vorzunehmende Handarbeit zu erreichen. Man hat in solchem Falle auch wohl mit Vortheil besondere Einlagen in den Kessel gehängt, d. h. besondere Bleche, welche als Fangkästen für die niederfalleuden festen Stoffe dienen sollen. Die Wirkung der verschiedenen Mittel, welche gegen den Kesselstein empfohlen und angewendet worden sind, ist entweder eine mechanische oder eine chemische. Mechanisch sollen z. B. Kartoffeln, Kleie, Lohe ꝛc. dadurch wirken, daß sie die Bildung fester Krusten verhindern und den Niederschlägen eine schlammartige Beschaffenheit ertheilen, so daß dieselben ausgeblasen werden können. Von den chemisch wirkenden Mitteln hat sich am besten noch das Chlorbarium bewährt, welches mit dem Gyps oder schwefelsaurem Kalk zu löslichem Chlorcalcium und zu schwefelsaurem Baryt sich verbindet, welcher letztere einem festen Ansetzen und Festbrennen nicht unterliegt.

Man hat auch vielfach mit großem Vortheil die Bildung des Kesselsteins dadurch beseitigt, daß man das Speisewasser von seinen festen Bestandtheilen befreit, noch ehe es dem Kessel zugeführt wird, und zwar geschieht diese Reinigung einfach dadurch, daß man das Speisewasser zuvor durch einen Behälter leitet, in welchem es mit heißem Dampfe zusammentrifft. In diesem Falle setzt sich der größte Theil der festen Bestandtheile schon in diesem Behälter ab.

Kesselprobe. Jeder Dampfkessel muß vor seiner Einmauerung oder §. 275.
Ummantelung gesetzlich einer Probepressung unterworfen werden, welche nach den im Deutschen Reiche geltenden Vorschriften bis auf den doppelten Betrag des Ueberdrucks gesteigert wird, für welchen der Kessel bestimmt ist, sobald dieser Betriebsüberdruck nicht mehr als 5 Atmosphären beträgt. Kessel, welche für einen höhern Ueberdruck von n Atmosphären bestimmt sind, werden dagegen einer Probepressung von $n + 5$ Atmosphären Ueberdruck unterworfen. Bei dieser mit Wasser vorzunehmenden Prüfung muß der Kessel sich in soweit dicht verhalten, als das Wasser an einzelnen Stellen nur in Form von Nebel oder feinen Perlen durch die Fugen tritt, und es darf der Kessel in Folge der Pressung einer bleibenden Formänderung nicht unterworfen sein, d. h. er muß nach dem Aufhören des Druckes in seine anfängliche Form zurückgehen. Hiervon kann man sich in einfacher und zuverlässiger Weise dadurch überzeugen, daß man den Umfang des Kessels an einzelnen Stellen mit Hülfe eines guten, nicht dehnbaren Bandmaßes vor und nach der Probe mißt.

Die Vornahme der Pressung geschieht mit Hülfe einer kleinen, durch die Hand bewegten Druckpumpe, mit welcher man in den zuvor gänzlich gefüllten Kessel nach Verschluß aller Oeffnungen so lange noch Wasser einpumpt, bis ein auf dem Kessel angebrachtes Manometer den geforderten Probedruck anzeigt. Diese Bestimmung des Probedruckes durch ein Manometer ist zuverlässiger, als wenn man das Sicherheitsventil der Probepressung entsprechend belasten und die Pressung bis zum Oeffnen des Sicherheitsventils treiben wollte, da die Sicherheitsventile sich, wie in §. 273 angeführt wurde, in der Regel schon vor der Erreichung der Pressung öffnen, für welche die Belastung berechnet ist. Aus diesem Grunde ist die Prüfung in Deutschland nach einem Manometer vorgeschrieben, und zwar entweder nach einem hinlänglich hohen offenen Quecksilbermanometer, oder nach dem von dem prüfenden Beamten geführten amtlichen Controlmanometer. Es ist hierbei auch nicht unerheblich, daß das Manometer an dem Kessel selbst und nicht etwa an der Druckpumpe oder deren Leitungsröhre angebracht werde, da im letztern Falle die Pressung im Kessel wegen der Widerstände in der Zuleitung thatsächlich kleiner ist als das Manometer anzeigt.

Bei der Anstellung der Prüfung ist besonders darauf zu achten, daß das Einpressen des Wassers möglichst gleichmäßig und ohne Stoßwirkungen stattfinde, da durch letztere leicht ein Kessel zersprengt wird, welcher bei vorsichtiger Behandlung genügende Festigkeit hat. Aus diesem Grunde sollte man immer den Kolbendurchmesser der Druckpumpe möglichst klein machen. Auch hat man sich sorgfältig davor zu hüten, den Kessel, während derselbe unter Druck steht, irgend welchen Stoßwirkungen, z. B. durch Hammerschläge behufs des Verstemmens undichter Stellen ꝛc. auszusetzen. Diese Druckprobe mit Wasser ist

gänzlich gefahrlos, sobald in dem Kessel selbst nicht etwa einzelne Räume, z. B. der Dampfdom, mit Luft erfüllt bleiben. Wenn das letztere der Fall ist, so kann die Prüfung allerdings eine durch die Elasticität der eingeschlossenen Luft veranlaßte Explosion zur Folge haben. Es folgt hieraus die Regel, die Wasserfüllung, wenn möglich an der höchsten Stelle, also durch die Decke des Domes zu bewirken, oder für Entfernung der Luft an solchen höchsten Stellen Sorge zu tragen, welche, wie z. B. der Dom, zur Bildung von Luftsäcken Veranlassung geben können. Zuweilen kann man schon durch schräge Lage des Kessels während der Probe solche Luftsäcke vermeiden.

Es ist nicht gut, die starke Pressung, unter welcher der Kessel sich während der Probe befindet, unnöthig länger andauern zu lassen als erforderlich ist, um sich von dem guten Zustande des Kessels zu überzeugen, da unter einem lange anhaltenden Drucke der Kessel leiden kann. In den meisten Fällen wird es genügen, den Probedruck 5 bis höchstens 10 Minuten im Kessel zu erhalten.

Nach Jobard soll man einen ganz mit Wasser angefüllten Dampfkessel so lange erhitzen, bis das Manometer 2 bis 3 Atmosphären Ueberdruck über den normalen Druck, den er künftig aushalten soll, anzeigt. Diese Prüfung, behutsam durchgeführt, ist wenigstens nicht so gefährlich, als eine Prüfung durch gespannte Dämpfe, gleichwohl aber eine angemessenere als die gewöhnliche Wasserprobe, weil der Kessel durch die Erwärmung in eine Spannung und in einen Zustand versetzt wird, der dem beim Gebrauche des Kessels nahe gleichkommt.

Trotz aller Proben und aller Sicherheitsmaßregeln kommt doch zuweilen noch ein Zerspringen oder Bersten der Kessel vor, und es wird dadurch nicht allein der Kessel und Ofen, sondern auch das Gebäude, nach Befinden auch die nebenstehende Maschine beschädigt, ja nicht selten eine bedeutende Verletzung oder Tödtung des Heizers, Maschinenwärters und anderer in der Nähe befindlicher Menschen herbeigeführt. Leider kennt man bis jetzt nur die allgemeinen Ursachen, welche diese Ereignisse herbeiführen, und ist nicht einmal im Stande, die Verhältnisse und Ursachen, durch welche viele der bis jetzt vorgekommenen Dampfkesselexplosionen entstanden sind, speciell nachzuweisen. Zu den allgemeinen Ursachen dieser Explosionen rechnet man:

1. Die übermäßigen Dampfspannungen, zumal wenn sie mit Erschütterungen oder Stößen des Kessels verbunden sind.
2. Wassermangel, wobei das Kesselblech rothglühend wird und entweder eine zu rasche Dampfentwickelung oder eine Zersetzung des Wasserdampfes eintritt.
3. Mangelhafte Construction, sowie schlechter oder unangemessener Zustand und zu starke Abnutzung des Kessels. Z. B. Mangel einer Verstärkung der Mannloch- und Dampfdomränder.

4. Schlechte Abwartung des Dampfkessels.
5. Loslösen des Kesselsteins von den Kesselwänden.
6. Zu schnelle Zuführung von Speisewasser nach vorausgegangenem Wassermangel, wobei sich die bloßgestellte Kesselfläche im Zustande des Rothglühens befindet und eine zu starke Dampfentwickelung eintritt.
7. Plötzliche Eröffnung des Sicherheitsventils, wobei der Gleichgewichtszustand des Wassers und Dampfes aufgehoben wird und das Kesselwasser in starke Wallungen geräth.
8. Stoßweise Dampfentwickelnng bei rascher Abnahme des Drucks.

Man hat auch vorzüglich die atmosphärische Luft, welche durch das Speisewasser mit in den Kessel eingeführt wird, und welche bei Berührung mit dem sich aus dem zersetzten Wasser bildenden Knallgas heftig explodirt, als Hauptursache der Kesselexplosionen angesehen. Nach Anderen werden Kesselexplosionen herbeigeführt durch die Wallungen des Wassers und zumal durch die Bildung von Wasserhosen im Kessel, welche machen, daß statt Dampf, Wasser durch die Ventil- oder andere Oeffnungen ausströmt.

Dieser Gegenstand läßt sich hier nicht weiter verfolgen, und wir müssen auf die im Folgenden mitgetheilte Literatur verweisen.

Schlußanmerkung. Die Literatur über Dampfkessel ist eine reichhaltige. Zahlreiche kleinere Aufsätze sind in allen technischen Zeitschriften enthalten. Von größeren Werken über diesen Gegenstand ist zunächst das schon mehrfach angeführte Werk zu erwähnen: „Anlage und Betrieb der Dampfkessel von v. Reiche, Leipzig 1872“, als dessen zweiter Theil von demselben Verfasser „Die Dampfkessel der Wiener Weltausstellung 1873“ erschienen ist. Sehr werthvolles Material enthalten die Ausstellungsberichte von Radinger über die Wiener Weltausstellung 1873 und über diejenige in Philadelphia 1876. Eine große Anzahl Zeichnungen verschiedener Kesselanlagen enthält das Werk Traité des chaudières à vapeur von d'Enfer, wovon eine deutsche Uebersetzung von Th. d'Ester 1879 unter dem Titel: „Die Dampfkessel mit Rücksicht auf ihre industrielle Verwendung“ erschienen ist. Den Gegenstand allgemein und ausführlich behandelt Péclet in seinem Traité de la chaleur etc., II. Tom., 2. Edit., Paris 1843. In praktischer Beziehung sehr zu empfehlen ist: Grouvelle et Jaunez, Guide du chauffeur et du propriétaire des machines à vapeur etc., 4. Edit., Paris 1858. Sehr ausführlich über Dampfkesselanlagen wird auch gehandelt in der dritten Abtheilung von Verdam's Dampfmaschinenlehre, welche deutsch unter dem Titel „Die Grundsätze, nach welchen alle Arten von Dampfmaschinen zu beurtheilen und zu erbauen sind“, erschienen ist. Ferner ist zu empfehlen: Traité des machines à vapeur, par Bataille et Jullien; oder das englische Original: A Treatise on the Steam engine, by the Artizan-Club, edited by J. Bourne, London 1846, neue Auflage 1861. Einen kurzen Unterricht über diesen Gegenstand ertheilt Claudel in seinen Formules, Tables etc., vorzüglich aber Scholl in seinem „Führer des Maschinisten“, und Baumgartner in seiner Anleitung zum Heizen der Dampfkessel. Ueber Brennmaterialersparniß von E. Bède, siehe Civilingenieur, Band 4. Versuche mit Dampfkesseln von E. Burnat, siehe Civilingenieur, Band 9. Ueber Sicherheit

der Kesselanlagen ist nachzulesen in den Ordonnances du roi relat. aux appareils à vapeur etc., par C. E. Jullien, Paris 1843; ferner Machines à vapeur, arrêtés et instructions, Bruxelles 1844; auch in den Gesetzen und Verordnungen deutscher Staaten über die Anlage von Dampfkesseln und Dampfmaschinen, z. B. das Königl. Preuß. Regulativ oder die Oesterr. Verordnung (s. polytechn. Centralblatt, Bd. VI, 1845) hierüber. Ueber Dampfkesselexplosionen siehe Annales des ponts et chaussées, T. IV, Paris 1842 u. s. w.; Verhandlungen des Preuß. Gewerbevereins, Jahrg. 20 und 21, Berlin 1841 und 1842; Annales des mines, T. VII, Paris 1845 u. s. w.; Dingler's polytechn. Journal, Bd. 94; siehe die im folgenden Paragraphen citirten Abhandlungen von Arago. Von Dufour's Schrift: Sur l'ebullition de l'eau et sur une cause probable d'explosion des chaudières à vapeur giebt Herr Grimburg einen Auszug im Civilingenieur Bd. 11. Ueber Sicherheitsventile eine Abhandlung von Thrémery in den Annales des mines, T. XX, 1841. Ueber Schornsteine siehe Verhandlungen des Preuß. Gewerbevereins, Jahrgang 19, Berlin 1840 u. s. w. Auch Useful Informations for Engineers etc., by W. Fairbairn, London 1856.

Ueber die Gasfeuerung, namentlich für Dampfkessel, ist nachzulesen: Die Wärmemeßkunst von Schinz. Angaben über die Heizung der Dampfkessel durch Hohofengase, sowie durch die Flammöfen u. s. w. enthält Claudel's Sammlung von Formules, Tables etc., troisième édition, 1854. Vom wissenschaftlichen Standpunkte aus ist zu empfehlen: Th. Weiß: Allgemeine Theorie der Feuerungsanlagen, Leipzig 1862. S. auch Compendium der Gasfeuerung rc. von F. Steinmann, Freiberg 1868. Ferner Theorie der Zugerzeugung durch Schornsteine von Professor F. Grashof, Berlin 1866; Separatabdruck aus der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure.

Ueber Dampfkesselexplosionen, namentlich über die englische Association, welche die Verhinderung der Kesselexplosionen zum Zweck hat, handelt Prof. Hartig in einer besondern Monographie, welche in Leipzig 1867 bei Teubner erschienen ist. S. auch Blum, die Dampfkesselexplosionen, Chemnitz 1867. Ueber die Ursachen der Dampfkesselexplosionen handelt auch Herr C. Kayser in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Bd. IX, X und XI. S. auch die Ursachen der Dampfkesselexplosionen u. s. w. von Dr. H. Scheffler, Berlin 1867.

Drittes Capitel.

Die Dampfmaschinen.

Dampfmaschinen überhaupt. Die in der Technik zur praktischen Anwendung kommenden Dampfmaschinen sind Cylindermaschinen, d. h. solche, in denen eine mechanische Arbeitsleistung durch einen Kolben, den Dampfkolben, erzielt wird, welcher unter dem Einflusse des Dampfes in einem Cylinder, dem Dampfcylinder, eine hin- und zurückgehende geradlinige Bewegung annimmt. Man hat zwar auch versucht, direct rotirende Dampfmaschinen auszuführen, in denen der Druck des Dampfes gegen eine in einem Gehäuse rotirende Schaufel die Umdrehung einer Axe hervorruft, oder in welchen ausströmender Dampf durch seine Reactionswirkung ein Rad in ähnlicher Art in Umdrehung versetzt, wie dies bei dem Segner'schen Wasserrade (§. 110) durch das Wasser geschieht, doch haben alle diese Maschinen in der Wirklichkeit so gut wie gar keine Anwendung gefunden. Die letztgedachten Reactionsräder, sowie alle sogenannten Dampfturbinen sind als gänzlich verfehlte, aus einer mißverständlichen Auffassung der Wasserwirkung in den Turbinen hervorgegangene Räder zu betrachten, welche wegen der geringen Masse des ausströmenden Dampfes immer nur einen winzigen Wirkungsgrad geben können. Ebenso ist bei fast allen direct rotirenden Dampfmaschinen der erstgedachten Gattung mit einer rotirenden Schaufel die Leistung schon deshalb unbedeutend, weil dabei die sogenannte Expansionswirkung des Dampfes nicht zur Geltung kommt und außerdem leiden diese Maschinen ohne Ausnahme an dem Uebelstande, daß der dampfdichte Schluß auf die Dauer nicht erhalten werden kann. Es soll daher im Folgenden von Maschinen dieser Art gar nicht, sondern nur von den Cylindermaschinen die Rede sein. §. 276.

Wie bei den Wassersäulenmaschinen ist der Kolben auch bei den Dampfmaschinen stets mit einer Kolbenstange verbunden, welche die Kolbenbewegung nach außen auf die zu betreibenden Maschinentheile fortpflanzt. Nur in einzelnen, vergleichsweise seltenen Fällen stimmt die Bewegung der in Betrieb zu setzenden Maschinenorgane genau mit der hin- und rückgehenden Bewegung des Dampfkolbens überein, und in solchen Fällen werden die Maschinen als alternirende, ohne Rotationsbewegung ausgeführt. Diese

Maschinen, wie sie z. B. als Dampfpumpen, Dampfhämmer, Dampframmen, Dampfgatter u. s. w. auftreten, können ebenso wohl einfachwirkend, wie auch doppeltwirkend sein, je nachdem der Dampf nur auf die eine oder abwechselnd auf beide Kolbenseiten wirkt. Die einfachwirkenden Saug- und Hubpumpen in Schächten z. B. werden auch durch einfachwirkende Dampfcylinder betrieben, ebenso wie die Dampframmen und viele Dampfhämmer nur einfachwirkend sind, sofern es sich bei diesen Maschinen nur darum handelt, das Gewicht des Hammers oder Rammbärs durch den Dampfdruck zu erheben. Für doppeltwirkende Pumpen dagegen (Thl. III, 2), deren Kolben beim Hin- und Rückgange gleichen Widerstand finden, hat man auch die Dampfcylinder in gleicher Art doppeltwirkend zu machen. Hierbei kommt zuweilen der Fall vor, daß man die beiden dem Dampfdrucke ausgesetzten Kolbenflächen durch Anordnung einer sehr dicken Kolbenstange wesentlich verschieden macht, wenn die Widerstände des Pumpkolbens beim Hin- und Hergange verschieden groß sind, wie z. B. bei einfachwirkenden Saug- und Hubpumpen der Fall ist; auch gestattet dieses Mittel bei gewissen Dampfhämmern eine bestimmte Expansionswirkung, wenn man nämlich diese Hämmer derart mit Oberdampf wirken läßt, daß man den zuerst unter den Kolben geführten Dampf beim Fallen des Hammers in den größern Raum über dem Kolben treten läßt.

Die andere, bei weitem zahlreichere Gruppe umfaßt dagegen diejenigen sogenannten Rotationsdampfmaschinen, welche die Umdrehung einer Welle zum Zwecke haben, von der aus durch die bekannten Transmissionstheile (Thl. III, 1) ein Betrieb der verschiedenen Arbeitsmaschinen geschehen kann. Diese Maschinen, welche allgemein zum Betriebe der verschiedensten Fabriken und technischen Anlagen verwendet werden, baut man immer als doppeltwirkende, weil hierbei nicht nur die Dimensionen, Nebenhindernisse und Kosten geringer ausfallen, sondern auch die Bewegung gleichmäßiger wird, als unter denselben Verhältnissen bei Anordnung einfachwirkender Maschinen der Fall wäre. Solche Dampfmaschinen, welche zum Betrieb der Transmissionen von Fabriken 2c. dienen, nennt v. Reiche Transmissionsdampfmaschinen, im Gegensatze zu denjenigen, welche direct zur Bewegung einer bestimmten Arbeits- oder Werkzeugmaschine dienen, und welche dem entsprechend als Werkzeugdampfmaschinen bezeichnet werden. Zu den letzteren gehören zunächst alle die oben angeführten alternirenden Maschinen, doch giebt es außerdem auch noch gewisse Werkzeugdampfmaschinen mit einer rotirenden Bewegung, in welcher Beziehung die Dampfgebläse und Dampfgatter anzuführen sind.

Wenn der aus dem Dampfkessel in den Cylinder eingeführte Dampf, nachdem er den Kolben verschoben hat, beim Rückgange desselben in die Atmosphäre entlassen wird, so herrscht während dieses Rückganges in dem

Cylinder eine Spannung vor, welche gleich der atmosphärischen gesetzt werden kann, wenn man von den schädlichen Widerständen zunächst absieht, die der entweichende Dampf in dem sogenannten Ausblaserohre findet. Als die auf den Kolben treibend wirkende Kraft hat man in diesem Falle daher nur den Ueberdruck des Dampfes, welcher auf die Hinterfläche des Kolbens wirkt, über den atmosphärischen Druck in Rechnung zu stellen. Solche Maschinen mit frei ausblasendem Dampfe heißen Auspuffmaschinen im Gegensatze zu den Condensationsmaschinen, bei denen der zur Wirkung gekommene Dampf in einen geschlossenen Behälter, den Condensator, geleitet wird, um darin durch Wärmeentziehung zu tropfbarem Wasser niedergeschlagen zu werden. In diesem Falle herrscht in dem Condensator eine Spannung vor, welche nur sehr gering und zwar um so kleiner ist, je vollständiger die Abkühlung bewirkt wird, und welche gleich Null anzunehmen wäre, wenn es möglich sein würde, in dem Condensator eine absolute Luftleere hervorzubringen. In Folge dieses verminderten Gegendrucks gegen die Vorderfläche des Kolbens ist daher in diesem Falle nahezu der ganze Dampfdruck gegen die hintere Kolbenfläche als treibende Kraft in Rechnung zu stellen, d. h. man gewinnt, wie man sich wohl auszudrücken pflegt, durch die Condensation nahezu eine Atmosphäre. Es ist daraus ersichtlich, daß Condensationsmaschinen eine bessere Ausnutzung der Dampfkraft gestatten als Auspuffmaschinen unter gleichen Verhältnissen, und es steht dies auch im Einklange mit den Grundsätzen der mechanischen Wärmetheorie, wonach die aus einer Wärmeeinheit im günstigsten Falle, d. h. bei einem umkehrbaren Processe erreichbare Nutzarbeit dem Betrage $\frac{T_1 - T_0}{T_1}$ (§. 227) entspricht, wenn T_1 und T_0 die obere, beziehungsweise untere absolute Temperatur für den Proceß vorstellen. Die Temperatur T_0 ist für Auspuffmaschinen entsprechend der atmosphärischen Spannung zu

$$T_0 = 273 + 100 = 373^0$$

und für Condensationsmaschinen zu

$$T_0 = 40 + 273 = 313^0$$

anzunehmen, wenn man eine Abkühlung des Condensators bis zu etwa 40° C. voraussetzt.

Es ist ersichtlich, daß man bei der Anwendung von Condensation mit einem sehr geringen Ueberdrucke des Dampfes arbeiten kann, wie denn auch die zuerst von Watt gebauten Dampfmaschinen mit Dampf von nur etwa $^1/_2$ Atmosphäre Ueberdruck arbeiteten. Später wandte man stärker gespannte Dämpfe an und konnte, um die Maschinen zu vereinfachen, die Condensation entbehren. Hieraus erklärt sich die in früherer Zeit häufig gemachte Unterscheidung der Dampfmaschinen in Niederdruckmaschinen

und Hochdruckmaschinen, indem man unter ersteren Maschinen mit Condensation und unter letzteren solche ohne Condensation verstand. Diese Bezeichnungsweise ist aber, als der Sachlage nicht entsprechend, zu verwerfen, da es gar nicht ausgeschlossen ist und auch bei vielen und zwar bei den vollkommensten Maschinen geschieht, daß man hohe Dampfspannungen in Verbindung mit Condensation anwendet. Die Bezeichnung Auspuffmaschinen und Condensationsmaschinen soll daher im Folgenden immer beibehalten werden, und man kann die Bezeichnungen Niederdruck- und Hochdruckmaschinen je nach der mehr oder minder großen Dampfspannung wählen. Zuweilen unterscheidet man wohl auch

Niederdruckmaschinen für Spannungen bis zu $1^1/_2$ Atmosphären,
Mitteldruckmaschinen „ „ „ „ $3^1/_2$ „
Hochdruckmaschinen „ „ über $3^1/_2$ „ ;

besondern Werth hat eine solche Eintheilung aber nicht.

Bei den allerersten Dampfmaschinen zur Wasserhebung wurde von der Spannkraft des Dampfes zur directen Bewegung des Kolbens gar kein Gebrauch gemacht, sondern durch die Condensation des Dampfes unter dem Kolben ein luftleerer Raum erzeugt, um alsdann durch die Wirkung des atmosphärischen Druckes auf die obere Fläche des Kolbens dessen Bewegung und eine gewisse Nutzleistung zu erzielen. Solche sogenannte atmosphärische Dampfmaschinen sind heute nicht mehr in Gebrauch.

Bei allen kleineren Maschinen bis zu etwa zehn Pferdekraft pflegt man die Condensation nicht anzuwenden, da hierbei der erzielbare Vortheil an sich nur gering ist und die Nachtheile nicht aufwiegen kann, welche mit der complicirtern Einrichtung verbunden sind. Als solche Nachtheile sind neben den höheren Anlagekosten vornehmlich die schwierigere Bedienung, welche einen gewandtern Wärter erfordert und die häufigeren Störungen zu betrachten, welchen so kleine Maschinen bei deren meist schneller Gangart viel eher ausgesetzt sind als größere. In allen Fällen, wo es auf möglichste Einfachheit der Einrichtung ankommt, z. B. bei den auf Baustellen und in der Landwirthschaft verwendeten transportablen Dampfmaschinen oder Locomobilen wird daher die Condensation des Dampfes nicht angewendet. Auch in allen denjenigen Fällen, wo die bedeutende, zur Condensirung des Dampfes nöthige Menge des Kühlwassers nicht zur Verfügung steht, muß man auf den Vortheil der Condensation verzichten, wie dies z. B. bei den Locomotiven der Fall ist. Bei den letzteren kommt außerdem noch der Umstand in Betracht, daß der auspuffende Dampf zur Beförderung des Luftzuges mittelst des Blasrohrs (s. Thl. III, 2) gebraucht wird und daß man, um dieser Bedingung zu genügen, sogar einen Widerstand des Blasrohrs noch in Kauf nimmt, welcher unter Umständen den Gegendruck ganz be-

deutend (bis auf 2 Atm.) erhöht. Ebenso führt man in solchen Fabriken die Maschinen ohne Condensation aus, in denen der ausblasende Dampf zu technischen Zwecken, z. B. zum Kochen, Destilliren oder Heizen eine vortheilhafte Verwendung finden kann.

Dagegen wird von der Condensation, vorausgesetzt, daß das nöthige Kühlwasser zur Verfügung steht, in allen den Fällen Gebrauch gemacht, in denen es auf eine möglichst vortheilhafte Wirkung ankommt, sei es wegen des hohen Brennmaterialpreises oder aus anderen Gründen. So wird man die Maschinen aller Seedampfer, welche lange Reisen zu machen haben, mit Condensation versehen und überhaupt möglichst vollkommen einrichten, weil mit jeder Verminderung der mitzuführenden Brennstoffmenge an nützlichem Laderaum gewonnen wird. Nur unter Verwendung möglichst vortheilhaft arbeitender Maschinen ist es aus diesem Grunde überhaupt möglich, mit Dampfschiffen weite transatlantische Reisen vortheilhaft machen zu können. In welcher Weise hierbei die besondere Construction des Condensators die Möglichkeit gewährt, die Kessel stets mit reinem, durch die Condensation aus dem Dampfe erhaltenen Wasser speisen und so die Verunreinigung durch Seesalz verhindern zu können, wird bei Betrachtung der Condensationsvorrichtungen selbst besprochen (s. auch Thl. III, 2).

Expansionsmaschinen. Wenn man in einem Cylinder von dem Querschnitte F einen Kolben durch Dampf von der Spannung p um die Länge l verschiebt, so läßt sich die von dem Dampfe hierbei verrichtete Arbeit zu §. 277.

$$L = Fpl$$

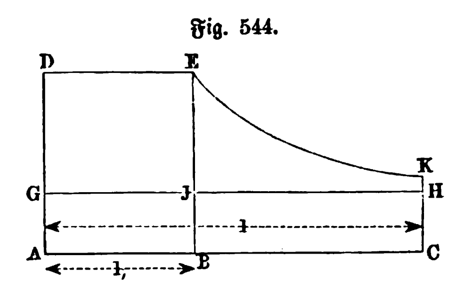
setzen, und wenn dabei der Gegendruck auf die Vorderfläche des Kolbens durch p_0 ausgedrückt ist, so hat man, von allen Nebenhindernissen zunächst abgesehen, die erreichte Nutzleistung zu

$$L_n = Fpl - Fp_0 l = Fl\,(p - p_0),$$

und es wird hierzu eine Dampfmenge vom Volumen $Fl = V$ verbraucht. Läßt man diesen Dampf nach seiner Wirkung in die Atmosphäre oder beziehungsweise den Condensator entweichen, so tritt er mit der seinem Ueberdrucke entsprechenden Geschwindigkeit aus dem Cylinder heraus, vermöge deren er eine gewisse mechanische Arbeit in Form von lebendiger Kraft mit sich führt, welche für die Nutzleistung der Maschine verloren ist. Dieser Verlust ist um so größer, je größer der Ueberdruck ist, unter welchem der Dampf aus dem Cylinder in die Atmosphäre oder in den Condensator strömt. Diese Betrachtung hat sehr früh dahin geführt, die gedachte Arbeit noch ganz oder theilweise dadurch auszunutzen, daß man den Dampf vor seiner Entlassung aus dem Cylinder zwingt, sich arbeitsverrichtend auszu-

dehnen, wodurch seine Spannung ermäßigt und daher jener erwähnte Arbeitsverlust verringert wird. Es würde dieser Verlust offenbar gleich Null ausfallen, wenn die Spannung des Dampfes in Folge der Ausdehnung bis auf den Werth des Gegendrucks der Atmosphäre oder des Condensators ermäßigt würde. Man erreicht diese Wirkungsweise einfach dadurch, daß man die Zuführung von frischem Dampf aus dem Kessel nach dem Cylinder schon vor beendigtem Kolbenlaufe unterbricht und nennt die darauf folgende Wirkung des Dampfes seine Expansionswirkung und die betreffenden Maschinen Expansionsmaschinen. Es sei ein Cylinder vom Querschnitte $F = 1$ vorausgesetzt und durch $AC = l$, Fig. 544, die Länge eines Kolbenlaufs dargestellt. Wird der Dampf von der Spannung p während der Bewegung des Kolbens von A bis B um die Länge $AB = l_1$ zugeführt, so kann man den Dampfdruck auf den Kolben während dieser Bewegung constant von der Größe $AD = p$ voraussetzen, und das Rechteck $ADEB$ stellt die von dem Dampfe während dieser sogenannten Volldruckperiode ausgeübte Arbeit vor. Würde man den Dampf nunmehr entlassen, so wäre die ganze nutzbar gemachte Arbeit desselben durch das Rechteck $GDEJ$ dargestellt, wenn $AG = BJ$ den Gegendruck p_0 auf die Vorderfläche des Kolbens vorstellt. Wenn jedoch der Dampf während des darauf folgenden Kolbenweges von B bis C noch expandirend auf den Kolben einwirkt, so verrichtet er dabei noch eine durch die Fläche $BEKC$ dargestellte Arbeit, sofern die Curve EK durch ihre Ordinaten das Gesetz der Spannungsabnahme während der Expansion darstellt. Von dieser Arbeit ist der durch $JEKH$ dargestellte Theil als nutzbar gemachte Arbeit zu betrachten, welcher nach Abzug der Arbeit des Gegendruckes verbleibt, die durch das Rechteck $BJHC$ dargestellt ist. Man ersieht hieraus, daß der durch die Expansion erzielbare Gewinn sich zu der Volldruckarbeit, welche ohne Expansion von dem Dampfvolumen l_1 erreicht werden kann, wie die Fläche $JEKH$ zu dem Rechtecke $GDEJ$ verhält. Der hierdurch erreichbare Gewinn an mechanischer Arbeit ist um so erheblicher, je größer das Expansionsverhältniß $\frac{l}{l_1} = \frac{AC}{AB} = \varepsilon$ ist. Dies gilt jedoch nur so lange, als der treibende Druck des Dampfes nicht unter den Betrag des Gegendruckes $p_0 = AG = CH$ herabsinkt, wie man aus der Figur ohne Weiteres erkennt und auch durch die Rechnung

Fig. 544.



leicht zeigen kann. Eine Ermittelung der Expansionsarbeit ist natürlich nur möglich, wenn das Gesetz der Spannungsabnahme des Dampfes, wie es durch die Curve EK dargestellt wird, als bekannt vorausgesetzt wird. Nimmt man, um über den Vortheil der Expansion ein Urtheil zu gewinnen, etwa an, der Dampf folge bei seiner Ausdehnung dem Mariotte'schen Gesetze, so findet sich die Expansionsarbeit nach 44, §. 218 für den Kolbenquerschnitt gleich 1 qm zu:

$$L_e = V p \, l n \frac{l}{l_1} = p l_1 \, l n \frac{l}{l_1},$$

wogegen die vom Dampfe während der Volldruckperiode zwischen A und B geleistete Arbeit durch $L_v = p l_1$ ausgedrückt ist. Die nutzbar gemachte Arbeit der betrachteten Dampfmenge bestimmt sich daher mit Rücksicht auf den Gegendruck p_0 zu

$$L_n = l_1 (p - p_0)$$

ohne Expansion, und zu

$$L_n = p l_1 + p l_1 \, l n \frac{l}{l_1} - p_0 l = l_1 p (1 + l n \varepsilon) - l p_0 \cdot$$

mit Expansion.

Das vortheilhafteste Expansionsverhältniß $\varepsilon = \frac{l}{l_1}$, d. h. dasjenige, bei welchem die nutzbare Arbeit des Dampfes den größtmöglichen Werth annimmt, ist unter Zugrundelegung des Mariotte'schen Gesetzes durch

$$\varepsilon = \frac{l}{l_1} = \frac{p}{p_0}$$

gegeben. Hiermit wird $l_1 p = l p_0$, so daß dann die nutzbar gemachte Arbeit zu

$$L_n = l_1 p \, l n \frac{l}{l_1}$$

folgt.

Um über den Vortheil der Expansionswirkung ein Urtheil zu erhalten, sei beispielsweise eine Dampfspannung $p = 5$ Atmosphären und eine Größe des Gegendrucks vorausgesetzt, welche mit Rücksicht auf die Nebenhindernisse zu $p_0 = 1{,}25$ Atmosphären für Auspuffmaschinen und zu $p_0 = 0{,}3$ Atmosphären für Condensationsmaschinen angenommen werde. Man hat dann für eine bestimmte Dampfmenge vom Volumen V die nutzbare Arbeit für

Auspuffmaschinen:		Condensationsmaschinen:	
Ohne Expansion . . .	$3{,}75\,V$	Ohne Expansion . . .	$4{,}7\ V$
Für $\varepsilon = \frac{p}{p_0} = 4$ . .	$6{,}93\,V$	Für $\varepsilon = \frac{p}{p_0} = 16{,}6$.	$14{,}07\,V$.

Man ersieht hieraus, daß bei der Auspuffmaschine die vierfache Expansion eine Vergrößerung der Nutzleistung im Verhältniß 6,93 : 3,75 = 1,85 und bei der Condensationsmaschine die 16,67 fache Expansion eine nahezu dreifache Vergrößerung der Nutzwirkung zu erreichen gestattet, und man erkennt hieraus die große Bedeutung einer möglichst weit gehenden Expansion des Dampfes für die ökonomische Wirkung der Maschinen. Wenn man auch in den wirklichen Ausführungen die Expansion selten so groß annehmen wird, wie die vorstehend zu Grunde gelegten Werthe angeben, weil mit hohen Expansionsgraden die Dimensionen und Anlagekosten der Maschinen zunehmen, so kommt doch eine dreifache Expansion bei den Auspuffmaschinen sehr häufig vor, und zehn- bis zwölffache Expansion ist bei den Condensationsmaschinen durchaus nicht selten. Sogenannte Volldruckmaschinen, d. h. solche ohne Expansion, führt man kaum mehr aus, solche Anordnungen würden nur bei den kleinsten Maschinen, etwa für Dampfpumpen oder Winden sich rechtfertigen lassen. Auch bei den Locomotiven pflegt die Expansion in der Regel nur gering zu sein, weil hier die Rücksicht auf einfache Einrichtung der Maschine, sowie der Umstand maßgebend ist, daß zur lebhaften Zugerzeugung die abgehenden Dämpfe noch mit genügender Spannung durch das Blasrohr austreten müssen.

Die größte absolute Leistung erhält man von einer bestimmten Maschine natürlich, wenn dieselbe mit voller Füllung des Cylinders, also ganz ohne Expansion arbeitet, da der Dampfdruck bei stattfindender Expansion sich um so mehr verringert, je größer das Expansionsverhältniß, oder je kleiner der Füllungsgrad $\frac{l_1}{l}$ des Cylinders ist. Man erhält daher andererseits für eine vorgeschriebene Leistungsfähigkeit um so größere Dimensionen der Maschine, je stärker die Expansion gewählt wird, während die Volldruckmaschine zwar die kleinsten Cylinderdurchmesser erfordert, aber mit der unvortheilhaftesten Ausnutzung der Kraft behaftet ist. Da diese Ausnutzung um so vortheilhafter ist, je größer innerhalb der angegebenen Grenzen das Expansionsverhältniß gewählt wird, so rechtfertigt sich hierdurch die in neuerer Zeit bei allen besseren Maschinen angewendete Art der Regulirung der Dampfmaschinen. Während man nämlich in früherer Zeit den veränderlichen Arbeitswiderständen einer Dampfmaschine entsprechend die derselben zufließende Dampfmenge durch Verstellung der sogenannten Drosselklappe, d. h. einer in der Dampfzuleitung angebrachten Absperrvorrichtung, regelte, ist man jetzt von dieser Art der Regulirung als einer unzweckmäßigen ganz zurückgekommen. Man pflegt vielmehr der Maschine eine solche Einrichtung zu geben, vermöge deren der Füllungsgrad sich leicht verändern läßt. Wenn daher bei geringerm Arbeitswiderstande der Cylinder nur zu einem geringern Theile mit Dampf von ungeschwächter Spannung angefüllt

wird, so erreicht man hierbei wegen der höhern Expansion eine vortheilhafte Wirkung, während die Drosselklappe vermöge des von ihr dargebotenen Widerstandes nur durch ihre krafttödtende Wirkung eine Spannungsverminderung und damit eine viel unvortheilhaftere Regulirung erzielen läßt.

Zweicylindermaschinen. Da der auf den Kolben wirkende Dampfdruck während der Expansion stetig abnimmt, so wird aus dieser Veränderlichkeit der treibenden Kraft eine größere Ungleichförmigkeit der Bewegung der Kurbelwelle hervorgehen, als bei den Volldruckmaschinen der Fall ist. Zur möglichsten Ausgleichung dieser Ungleichförmigkeit werden daher Expansionsmaschinen im Allgemeinen auch größerer Schwungräder bedürfen, als Volldruckmaschinen von gleicher Stärke, und zwar fallen die erforderlichen Schwungmassen um so beträchtlicher aus, je größer die Veränderlichkeit des Dampfdrucks, d. h. je größer der Expansionsgrad ist. Es müssen daher die Schwungräder besonders groß und schwer bei denjenigen Condensationsmaschinen ausfallen, welche der sparsamen Kohlenverwendung wegen mit geringen Füllungsgraden arbeiten. Um gerade für diese Fälle die Ungleichförmigkeit des Dampfdrucks zu verringern und dadurch die Möglichkeit zu erhalten, auch mit verhältnißmäßig kleinen Schwungrädern einen hinreichend gleichmäßigen Gang zu erlangen, hat man die Maschinen mit zwei Cylindern versehen, in denen derselbe Dampf nach einander zur Wirkung kommt. Der Vortheil einer derartigen Anordnung von zwei Cylindern, welche stets von verschiedener Größe sein müssen, wird am einfachsten durch ein Beispiel erläutert. Gesetzt, es solle eine gewöhnliche eincylindrige Condensationsmaschine mit zwölffacher Expansion arbeiten, so würde, wenn man für die hier anzustellende Betrachtung das Mariotte'sche Gesetz als gültig annimmt, die Spannung des Dampfes gegen Ende des Kolbenlaufs nur $^1/_{12}$ von der beim Beginn der Kolbenbewegung betragen, also etwa $^1/_3$ Atmosphäre, wenn der frische Kesseldampf mit 4 Atmosphären in den Cylinder tritt. Stellt man nun die Maschine mit zwei Cylindern, einem kleinern und einem größern her, dessen Fassungsraum etwa gleich dem vierfachen Inhalte des kleinern Cylinders ist, so erkennt man, daß die Ueberführung einer den kleinen Cylinder gänzlich erfüllenden Dampfmenge in den großen Cylinder eine vierfache Expansion im Gefolge hat. Man kann diese Ueberführung einfach dadurch bewirken, daß man beide Kolben zu gleicher Zeit und in gleicher Richtung ihre Wege in den parallel gestellten Cylindern durchlaufen läßt und dabei den vor dem kleinen Kolben entweichenden Dampf hinter den großen Kolben führt. Alsdann nimmt der beim Beginn des Kolbenlaufs den kleinen Cylinder erfüllende Dampf, dessen Spannung etwa p_1 sein mag, am Ende des Kolbenlaufs den Raum des großen Cylinders ein, und seine Spannung ist wegen der vierfachen Raumvergrößerung auf

den Betrag $^1/_4\, p_1$ herabgesunken. Wollte man hierbei den kleinen Cylinder vollständig mit frischem Kesseldampfe anfüllen, so würde die ganze Maschine daher mit vierfacher Expansion arbeiten. Stellt man sich dagegen vor, der kleine Cylinder werde nur zum dritten Theile mit Dampf von der Spannung p gefüllt, so expandirt der letztere bereits in dem kleinen Cylinder in diesem Verhältnisse, wodurch die Spannung von p auf den Betrag $p_1 = {}^1/_3\, p$ herabsinkt. Im Ganzen hat daher eine viermal dreifache Expansion und eine Spannungsverminderung von p auf $^1/_4\, p_1 = {}^1/_{12}\, p$ stattgefunden. Man erkennt aber auch, daß hiermit eine geringere Verschiedenheit der treibenden Kolbenkraft verbunden ist, als sie bei einer gleichen Expansion in nur einem Cylinder auftreten wird. In dem kleinen Cylinder stehen nämlich die Anfangs- und Endspannung im Verhältniß 3 : 1 und für den großen Cylinder ist dieses Verhältniß durch 4 : 1 dargestellt, so daß die Ungleichförmigkeit der aus beiden Kolbendrucken resultirenden Triebkraft zwischen $^1/_3$ und $^1/_4$ gelegen sein muß. Es ist daher für diese Maschine auch nur ein der geringern Ungleichförmigkeit des Kolbendruckes entsprechend kleineres Schwungrad erforderlich. Solche zweicylindrige Maschinen mit zwei verschieden großen Cylindern, welche von demselben Dampf nach einander erfüllt werden, heißen nach ihrem Erfinder Woolf'sche Maschinen. Man erkennt, daß diese Anordnung sich hauptsächlich nur für hohe Expansionsgrade, d. h. also für Condensationsmaschinen empfiehlt, da bei Auspuffmaschinen, welche dem vorigen Paragraphen zufolge immer nur mit mäßiger Expansion arbeiten, der Vortheil, welcher mit diesem System erreichbar ist, durch die vertheuerte Einrichtung zweier Cylinder nicht aufgewogen wird.

Der kleine Cylinder, in welchem die Spannung des Dampfes größer ist, führt den Namen Hochdruckcylinder, und den großen nennt man dem entsprechend den Niederdruckcylinder. Die ersten Woolf'schen Maschinen waren mit neben einander stehenden Cylindern und so eingerichtet, daß die beiden Kolben immer in gleichem Sinne sich bewegen, d. h. gleichzeitig auf- und niedergehen, so daß sie auch auf eine gemeinschaftliche Kurbel wirken. Später hat man diese Maschinen auch so ausgeführt, daß die beiden Kolben auf zwei besondere Kurbeln einwirken, welche um 180° von einander abweichen, so daß die beiden Kolben sich stets in entgegengesetzten Richtungen bewegen, mit welcher Anordnung gewisse constructive Vortheile verbunden sind. Auf die Wirkungsweise des Dampfes ist aber diese Anordnung ohne Einfluß.

Von den besprochenen Woolf'schen sind diejenigen zweicylindrigen Maschinen wesentlich unterschieden, in denen jeder Cylinder direct aus dem Kessel frischen Dampf erhält, welcher nach vollbrachter Wirkung auch aus jedem Cylinder in die Atmosphäre beziehungsweise den Condensator entweicht. Eine solche sogenannte Zwillingsmaschine ist als die Vereinigung von zwei einzelnen eincylindrigen Maschinen zu betrachten, deren Kurbeln auf einer

gemeinschaftlichen Welle angebracht sind. Diese Kurbeln setzt man dabei nicht in dieselbe oder entgegengesetzte Richtung, sondern läßt sie um einen bestimmten, in der Regel um einen rechten Winkel von einander abweichen. Vermöge dieser Einrichtung fallen die sogenannten Todtlagen der einen Kurbel (s. Thl. III, 1), in denen der Kolbendruck eine Umdrehung der Welle nicht herbeiführen kann, nicht mit den Todtlagen der andern Kurbel zusammen, und man kann daher eine solche Zwillingsmaschine von jeder beliebigen Stellung nur durch den Dampfdruck aus dem Ruhezustande in Bewegung setzen, was bei eincylindrigen Maschinen nicht der Fall ist. Eine eincylindrige Maschine muß vielmehr, um in Bewegung zu gerathen, vor dem Anlassen in eine von den Todtlagen genügend abweichende Stellung gebracht werden. Man wählt daher das Zwillingssystem für solche Maschinen, welche aus jeder beliebigen Stellung unverweilt in Bewegung gesetzt werden müssen, wie die Locomotiven und Schiffsmaschinen, sowie überhaupt für alle Maschinen mit abwechselnd nach entgegengesetzten Richtungen erfolgender Umdrehung, also z. B. für die Fördermaschinen der Gruben. Um ununterbrochen in Bewegung zu bleiben, würden diese Maschinen zwar eines Schwungrades nicht unumgänglich bedürfen, man pflegt aber doch behufs möglichster Ausgleichung ein solches anzuordnen, wenn nicht schon die ohnehin vorhandenen rotirenden Massen, wie die Triebräder der Locomotiven oder die Schaufelräder der Dampfschiffe als Schwungmassen zur Wirkung kommen. Da die Ungleichförmigkeit der Bewegung bei Zwillingsmaschinen immer viel geringer ist als bei Maschinen mit nur einer Kurbel, so bedarf es bei ihnen auch nur eines verhältnißmäßig leichten Schwungrades, um einen bestimmten Gleichförmigkeitsgrad der Maschine zu erzielen. Aus diesem Grunde wird das Zwillingssystem häufig bei den Betriebsmaschinen von Spinnereien, sowie überhaupt bei solchen Maschinen in Anwendung gebracht, welche einen sehr gleichförmigen Gang haben müssen. Es mag übrigens bemerkt werden, daß man Zwillingsmaschinen auch mit einer einzigen Kurbel ausführen kann, auf welche die Kolben von zwei Cylindern wirken, deren Axen unter 90° von einander abweichen, indem die Cylinder zu beiden Seiten der Verticalebene unter 45° gegen dieselbe geneigt sind. Dieses zuerst von Brunel für Raddampfer angewandte System ist hauptsächlich wegen der geringen Höhe gewählt worden, in welche dabei die Kurbelwelle zu liegen kommt.

Wenn man bei einer Zwillingsmaschine die beiden Dampfcylinder von ungleicher Größe macht und wie bei den Woolf'schen Maschinen den kleinern als Hochdruckcylinder, den größern als Niederdruckcylinder arbeiten läßt, derart, daß derselbe Dampf nach einander in beiden Cylindern zur Wirkung kommt, so erreicht man in gewissem Grade die Vortheile der Woolf'schen Maschinen gleichzeitig mit denen des Zwillingssystems, d. h. die Ermöglichung

einer hohen Expansion neben großer Gleichförmigkeit. Diese Maschinen, welche zuerst für Dampfschiffe ausgeführt worden sind, für welche das Zwillingssystem nothwendig ist, das bei Anordnung von zwei gewöhnlichen Woolf'schen Maschinen vier Cylinder nöthig gemacht haben würde, sind unter dem Namen der Compoundmaschinen bekannt geworden und in neuerer Zeit auch für andere Zwecke vielfach in Anwendung gekommen. Bei diesen Maschinen ist wegen der rechtwinkelig zu einander gestellten Kurbeln immer der eine Kolben in der Nähe seiner mittlern Stellung, wenn der andere sich am Ende seines Laufes befindet; wie diesem Umstande gemäß die Verhältnisse, insbesondere die Cylinderdimensionen zu wählen sind, um eine möglichst vortheilhafte Ausnutzung der Kraft zu erreichen, wird weiter unten näher in Betracht gezogen werden.

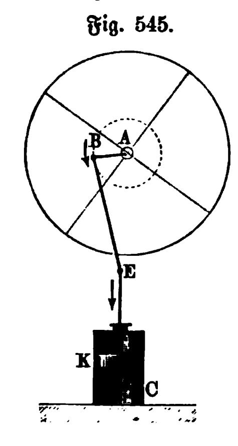
Die Anordnung von drei oder noch mehr doppeltwirkenden Cylindern für dieselbe Kurbelwelle, deren Kurbeln dann gleichmäßig gegen einander zu versetzen sind, ist zwar versucht worden, aber nicht zu nennenswerther Anwendung gekommen. Nur für Kriegsdampfer hat man der Raumverhältnisse wegen zuweilen die Anordnung von drei doppeltwirkenden Cylindern gewählt. Dagegen hat man in neuerer Zeit für gewisse Fälle Maschinen mit drei einfachwirkenden Dampfcylindern ausgeführt, welche entweder parallel neben einander angebracht, an drei besonderen um 120° versetzten Kurbeln angreifen, oder welche selbst unter diesem Winkel gegen einander geneigt sind und auf dieselbe Kurbel wirken. Dieses System der Dreicylindermaschinen ist namentlich in Fällen in Anwendung, wo nur ein geringer Raum zur Aufstellung der Maschine vorhanden ist.

§. 279. **Anordnung der Dampfmaschinen.** In Betreff der allgemeinen Anordnung der Dampfmaschinen, insbesondere hinsichtlich der Art, wie die alternirende Bewegung der Kolbenstange auf die Kurbelwelle übertragen wird, kann man die Dampfmaschinen in solche mit directer Uebertragung durch die Lenkerstange und in solche unterscheiden, bei welchen zwischen die Kolbenstange und die Lenkerstange ein ein- oder zweiarmiger Hebel oder Balancier eingeschaltet ist. In Fig. 545 ist die Anordnung für directe Uebertragung angedeutet. Die Kurbel AB auf der Schwungradwelle A empfängt ihre Bewegung durch die Lenkerstange BE, deren anderes Ende E durch den Kreuzkopf mit der Stange des in dem Cylinder C verschieblichen Kolbens K verbunden ist. Fig. 546 dagegen stellt die Bewegungsvorrichtung für eine Maschine mit zweiarmigem und Fig. 547 für eine solche mit einarmigem Balancier vor. Hierbei ist die Lenkerstange BE an den um F drehbaren Balancier angeschlossen, welcher durch die in D angreifende Kolbenstange die schwingende Bewegung erhält. In Betreff der nähern Anordnung und der Bewegungsverhältnisse dieser Ge

triebe ist auf das in Thl. III, 1 über das Kurbelgetriebe Gesagte zu verweisen.

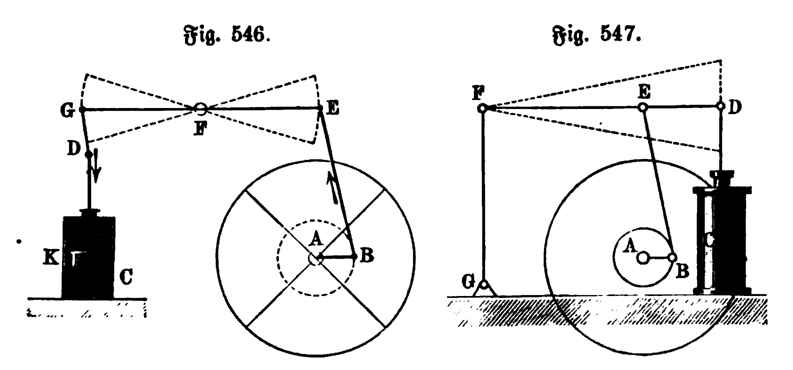
Der Kreuzkopf am Ende der Kolbenstange ist in jedem Falle durch eine Geradführung in der Richtung der Axe des Cylinders zu führen, und man wendet in der Regel bei der directen Uebertragung, Fig. 545, hierzu eine Coulissenführung an, während bei zweiarmigen Balanciermaschinen, Fig. 546, meistens das Watt'sche Parallelogramm und bei einarmigen Balanciermaschinen, Fig. 547, der Evans'sche Lenker zur Anwendung kommt, obwohl auch Abweichungen hiervon nicht selten sind. (Ueber diese Geradführungen siehe Thl. III, 1.) Mit Balanciers werden in der Regel die Condensationsmaschinen gebaut, da der schwingende Balancier bequeme Gelegenheit zur Bewegung der für die Condensation nöthigen Luft- und Wasserpumpen gewährt.

Fig. 545.



Was die Maschinen mit directer Bewegungsübertragung betrifft, so unterscheidet man dieselben wohl in stehende und liegende, je nachdem der Axe des Cylinders eine verticale oder horizontale Lage gegeben wird. Jede dieser beiden Bauarten hat ihre Vortheile und Nachtheile. Während die stehenden Maschinen sehr solider Fundamente bedürfen und einzelne Theile wegen der größern Höhe des Baues weniger leicht

Fig. 546. Fig. 547.



zugänglich sind, gewähren die liegenden Maschinen meistens eine bequeme Zugänglichkeit zu allen Theilen und erfordern wegen ihrer größern horizontalen Ausdehnung weniger tief ausgeführte Fundamente. Andererseits erfordern dieselben zu ihrer Aufstellung eine beträchtlichere Grundfläche als die stehenden Maschinen, welche letzteren daher vorzugsweise für beschränkte

Räumlichkeiten, sowie da zu empfehlen sind, wo, wie z. B. in Walzwerken, die horizontalen Maschinen für den Betrieb hinderlich sein würden. Auch wirft man den horizontalen Maschinen vor, daß in den Dampfcylindern in Folge des Kolbengewichts leicht ein einseitiges Ausschleifen nach unten hin eintrete, wodurch die Cylinderhöhlung eine ovale Querschnittsform annimmt, bei welcher der dampfdichte Abschluß nicht mehr genügend gesichert ist. Zur möglichsten Verringerung dieses Uebelstandes ist es daher üblich, die Kolbenstange, wenigstens bei den größeren Cylinderdurchmessern, beiderseits durch Stopfbüchsen der Cylinderdeckel hindurchzuführen, und wohl auch das hintere freie Ende der Kolbenstange mittelst eines besondern Kreuzkopfes durch eine zweite Coulissenführung zu unterstützen. Ein besonderer Uebelstand der liegenden Maschinen ist ferner in der Wirkung der hin- und hergehenden Massen auf das Kurbelwellenlager zu erkennen, welches Lager durch die abwechselnd nach entgegengesetzten Richtungen wirkenden Beschleunigungskräfte dieser Massen in viel ungünstigerer Weise beansprucht wird, als dies bei den stehenden Maschinen der Fall ist, bei denen diese Beschleunigungs- oder Massendrucke in verticaler Richtung wirken.

Je nach der Art des die Kurbelwelle unterstützenden Gestells unterscheidet man die stehenden Maschinen wohl in Bock-, Säulen- und Wandmaschinen, bei welchen letzteren eine hinreichend starke Mauer zur Befestigung des Gestellrahmens dient, der den Cylinder und das neben der Kurbel anzubringende Lager der Schwungradwelle aufnimmt. Alle diese Maschinen können übrigens so ausgeführt werden, daß die Kurbelwelle unter- oder oberhalb des Dampfcylinders angeordnet wird, und für die eine oder andere Anordnung ist in den meisten Fällen die Rücksicht auf eine möglichst einfache Uebertragung der Bewegung auf die zu betreibende Transmissionswelle maßgebend.

Die Gestelle der Dampfmaschinen sind in allen Fällen so einzurichten, daß die aus dem Kolbendrucke einerseits und dem Widerstande der Kurbel andererseits sich ergebenden Beanspruchungen möglichst durch einen zusammenhängenden Gestellkörper oder Rahmen aufgenommen werden, welcher in sich hinreichende Steifigkeit besitzt, um diesen Anstrengungen zu widerstehen, ohne dabei einer merklichen Durchbiegung oder Federung ausgesetzt zu sein. Schwache Gestelltheile, sowie auch federnde Uebertragungstheile, z. B. bügel- oder gabelförmige Lenkerstangen, geben wegen ihrer Durchbiegungen immer Veranlassung zu einem unruhigen Gange der Maschine, und daher genügt es nicht, Gestelltheile nur so stark zu machen, daß sie genügende Sicherheit gegen Bruch gewähren, dieselben müssen vielmehr vermöge ihrer Masse gegen Erzitterungen möglichst widerstandsfähig sein. Hierauf ist um so mehr Rücksicht zu nehmen, je stärker und plötzlicher die Wechsel in der Kraftrichtung auftreten, je schneller also die Maschinen gehen.

Bei den Maschinen mit directer Uebertragung macht es meist keine besonderen Schwierigkeiten, den Dampfcylinder, das Kurbellager und die Geradführung an einem zusammenhängenden Gestellrahmen zu befestigen, und man wendet einen solchen durch Rippen hinreichend verstärkten oder als Hohlgußstück gebildeten Rahmen auch für Wanddampfmaschinen an. Bei den Balanciermaschinen, Fig. 546, dagegen findet man meistens eine Anordnung, vermöge deren der Cylinder *C*, das Lager für die Kurbelwelle *A* und die Unterstützung des Schwingzapfens *F* auf gesonderte Fundamentblöcke gestellt sind. In Folge dieser Anordnung müssen die in der Maschine auftretenden Kräfte von den Fundamenten aufgenommen werden, was bei dem steten Wechsel dieser Kraftwirkungen leicht zu Veränderungen der gegenseitigen richtigen Stellung der einzelnen Maschinentheile Veranlassung giebt. Um diesem Uebelstande vorzubeugen, hatte Corliß das Gestell der großen 1400pferdekräftigen Betriebsmaschine in der Maschinenhalle der Ausstellung zu Philadelphia so construirt, daß alle Haupttheile der Dampfmaschine, Cylinder, Kurbellager und Balancierstützlager, daran ihre Befestigung finden konnten, so daß das Fundament nur leicht ausgeführt zu werden brauchte, da dasselbe nur das Eigengewicht der Maschine zu tragen hatte, während die innerhalb der Maschine selbst auftretenden Kräfte durch das in geeigneter Weise ausgeführte Gestell aufgenommen wurden. Eine solche Anordnung muß sehr zweckmäßig genannt werden.

Da man der Lenkerstange, welche die Bewegung auf die Kurbel überträgt, eine größere, mindestens das Fünffache des Kurbelarms betragende Länge geben muß, um die Ablenkung dieser Stange von ihrer mittlern Lage und damit den auf die Führung wirkenden Seitendruck genügend klein zu erhalten, so nehmen stehende Maschinen, besonders bei größerm Kolbenhube, eine beträchtliche Höhe an, welche zuweilen nicht zur Verfügung steht. Für solche Fälle hat man den stehenden Maschinen mancherlei von Fig. 545 abweichende Anordnungen gegeben. So hat man z. B. die Kolbenstange hohl gemacht, derart, daß man den Kreuzkopf *E* in das Innere derselben verlegen kann, wobei der Kolbenstange eine solche Dicke zu geben ist, daß in ihrer Höhlung der Lenkerstange die Möglichkeit der seitlichen Abweichung geboten ist. Die große Dicke der Kolbenstange, welche in der schwer dicht zu haltenden Stopfbüchse zu beträchtlicher Reibung und erheblichem Dampfverluste führt, ist ein großer Nachtheil dieser nur für Schiffsmaschinen angewendeten Bauart. Auch hat man wohl die Lenkerstange *EB* von dem Kreuzkopfe *E* aus rückwärts nach dem Dampfcylinder hingeführt, unterhalb dessen dann die Kurbelwelle *A* gelagert wird. In diesem Falle muß der Lenkerstange die Form eines Bügels oder Rahmens gegeben werden, welcher in allen seinen Lagen in seiner Oeffnung für den Dampfcylinder genügenden Raum darbietet. Dieser schwingende Rahmen ist, wie schon oben bemerkt,

nicht nur einer bedeutenden Federung in sich unterworfen, sondern er vergrößert auch durch sein beträchtliches Gewicht sehr erheblich die hin- und hergehenden Massen und die damit verbundenen Stoßwirkungen. Man führt daher diese sogenannten Bügelmaschinen nur noch selten aus.

Ebenso hat man zum Zwecke einer möglichsten Verkleinerung der Höhe und thunlichsten Vereinfachung die Dampfmaschinen mit oscillirenden Cylindern gebaut, eine Anordnung, bei welcher unter Wegfall der Lenkerstange die Kolbenstange direct an der Kurbel angreift, was dadurch ermöglicht wird, daß der Dampfcylinder selbst um eine, quer zu seiner Längsaxe stehende Axe schwingen kann. Das große Gewicht der schwingenden Masse, sowie die Schwierigkeit eines Dichthaltens der Stopfbüchse sowohl wie der dicken hohlen Schwingzapfen, durch welche der Dampf ein- und ausgeführt werden muß, sind Uebelstände, welche auch diese Construction, trotz ihrer Einfachheit, verhindert haben, eine größere Verbreitung zu erlangen.

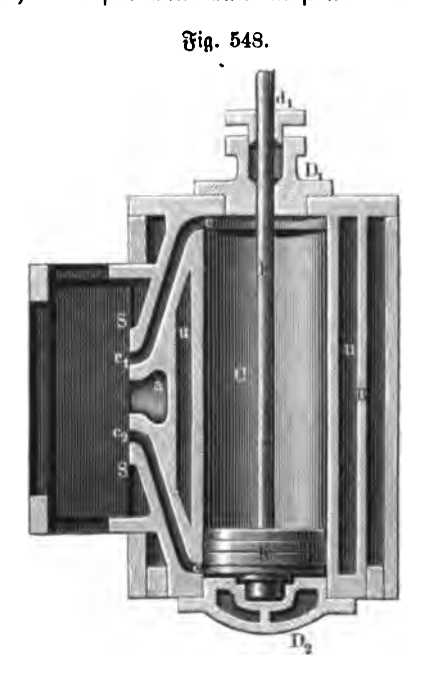
Unter stationären Dampfmaschinen versteht man alle diejenigen, welche an bestimmter Stelle fest aufgestellt werden, wogegen man transportable Dampfmaschinen solche nennt, welche ihren Ort ändern können. Zu den transportablen Dampfmaschinen gehören im weiteren Sinne auch die Locomotiv- und Schiffsmaschinen, von welchen in Thl. III, 2 besonders gehandelt wird. Im engern Sinne dagegen nennt man nur diejenigen Dampfmaschinen transportable oder locomobile Maschinen, welche so eingerichtet sind, daß sie mit Leichtigkeit von einer Stelle nach der andern versetzt werden können, dahin, wo die Betriebskraft gerade erfordert wird. Solche Locomobilen, wie sie namentlich für die Landwirthschaft und für Bauausführungen vielfach gebraucht werden, sind meistens liegende Maschinen von mäßiger Größe (4 bis 20 Pferdekraft), welche direct auf einem liegenden Röhrenkessel befestigt sind, der nach Art der Locomotivkessel ausgeführt ist (s. Fig. 490 u. 491). Dieser Kessel ist auf ein Rädergestell gesetzt, um einen leichten Transport zu ermöglichen. Nur in einzelnen Fällen, z. B. für Dampfrollkrahnen, wendet man stehende Röhrenkessel mit daran befestigten stehenden Maschinen an. Condensation wird bei Locomobilen niemals angewendet, und ebenso werden diese Dampfmaschinen niemals mit einem Balancier ausgerüstet.

Von den vorstehend nur kurz angedeuteten Maschinensystemen sollen die Hauptvertreter weiter unten noch etwas ausführlicher erläutert werden.

§. 280. **Dampfcylinder.** Der Dampfcylinder ist bei allen Dampfmaschinen ein von Gußeisen hergestelltes und nach kreisförmigem Querschnitte genau ausgebohrtes cylindrisches Gefäß, welches an beiden Enden mit nach außen vorstehenden Rändern oder Flanschen versehen ist, gegen

welche die scheibenförmigen Cylinderdeckel durch eine hinreichend große Anzahl von Schraubenbolzen dampfdicht befestigt werden. Zur Zu- und Abführung des Dampfes ist jedes Ende des Dampfcylinders entweder mit einem oder mit zwei Canälen versehen, je nachdem man den Eintritt des frischen und den Austritt des gebrauchten Dampfes durch denselben Canal bewirkt, wie dies früher allgemein der Fall war und auch jetzt noch sehr häufig geschieht, oder je nachdem man für den Eintritt und Austritt dem Dampfe besondere Wege anweist, wie dies bei gewissen neueren Maschinen vielfach ausgeführt wird. Die Mündungen dieser Canäle im Innern des Cylinders sind unter allen Umständen den beiden verschließenden Deckeln so nahe als möglich anzubringen, damit der Dampfkolben an den Deckel möglichst dicht herantreten kann und der zwischen beiden verbleibende sogenannte schädliche Raum dadurch auf das geringste Maß herabgeführt wird. Aus diesem Grunde giebt man den Eintrittscanälen und den Dampfcanälen immer eine rechteckige Querschnittsform, deren Breite, senkrecht zur Cylinderaxe gemessen, die dazu rechtwinkelige Weite vier- bis sechsmal und bei großen Cylindern selbst acht- bis zehnmal enthält.

Fig. 548.



In Fig. 548 ist ein Dampfcylinder C gezeichnet, welcher mit nur einem Dampfwege c an jedem Ende für den Ein- und Austritt versehen ist, und welcher die für die gewöhnliche Schiebersteuerung (s. unten) gebräuchliche Einrichtung zeigt. Die beiden Dampfcanäle c treten in der ebenen Fläche SS, dem sogenannten Schieberspiegel bei c_1 und c_2 aus, und ein auf dieser Fläche S beweglicher Schieber von der weiter unten näher angegebenen Einrichtung sorgt derartig für die entsprechende Vertheilung des Dampfes, daß abwechselnd durch eine der Oeffnungen c_1 oder c_2 frischer Kesseldampf Einlaß in den Cylinder findet, während gleichzeitig der auf der entgegengesetzten Kolbenseite befindliche Dampf durch die andere Oeffnung c_2 oder c_1 nach dem Abgangscanale a entweichen kann.

In Fig. 549 dagegen ist der Cylinder an jedem Ende mit zwei Oeffnungen e und a versehen, von denen e_1 oder e_2 den durch das Rohr E zugeführten Dampf in den Cylinder eintreten läßt, sobald das zugehörige Ventil E_1 oder E_2 geöffnet ist, während der Dampf auf der andern Seite des Kolbens durch a_2 oder a_1 und das geöffnete Austrittsventil A_2 oder beziehungsweise A_1 entweicht. Aus Fig. 548, wo der Kolben K in der untersten Stellung gezeichnet ist, erkennt man, daß der schädliche Raum, welcher bei jedem Kolbenwechsel zunächst mit frischem Dampfe anzufüllen ist, aus dem zwischen dem Kolben und Deckel D verbleibenden cylindrischen Raume und dem Inhalte eines Canals cc_2 besteht, und daß dieser schädliche Raum daher um so größer ausfällt, je länger die Dampfcanäle von der Mündung c bis zur Absperrvorrichtung sind. Hieraus geht auch hervor, daß die Anordnung getrennter Dampfwege für den Ein- und Austritt nach

Fig. 549.

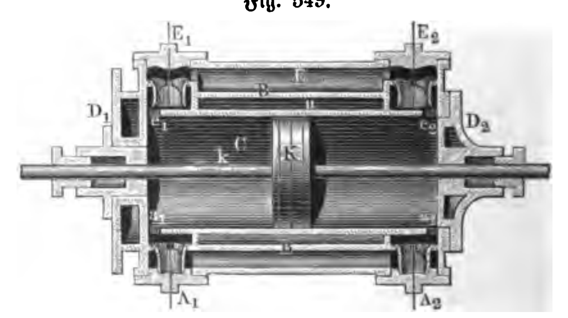


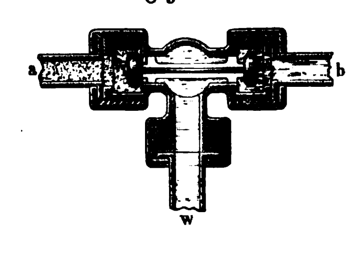
Fig. 549 gestattet, die schädlichen Räume kleiner zu halten und hiermit sind, wie aus den späteren Rechnungen sich ergeben wird, auch kleinere Arbeitsverluste verbunden.

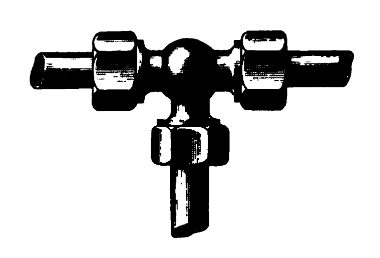
In Fig. 548, welche den Cylinder einer stehenden Maschine vorstellt, ist die Kolbenstange k nur durch den obern Deckel D_1 mittelst einer Stopfbüchse d_1 hindurchgeführt, während die Stange des liegenden Cylinders der Fig. 549 aus dem oben angeführten Grunde durch beide Cylinderdeckel D_1 und D_2 hindurchtritt.

Dem Dampfcylinder giebt man gewöhnlich eine Umhüllung von schlechten Wärmeleitern, welche dadurch hergestellt wird, daß man den Cylinder mit einem Mantel aus dünnem Blech oder aus Holzbrettchen umgiebt und den Zwischenraum zwischen diesem Mantel und dem Dampfcylinder mit Wolle, Baumwolle oder sonst einem schlechten Wärmeleiter ausfüllt, zuweilen auch ganz leer läßt. Der Zweck dieser Umhüllung ist natürlich der, den Verlust an Wärme möglichst zu vermindern, welchem die Cylinderwand vermöge der Strahlung nach außen und der Berührung mit der äußern Luft ausgesetzt ist und welcher nach §. 248 zu beurtheilen ist.

Vielfach jedoch pflegt man auch den Dampfcylinder C mit einer zweiten concentrischen Wandung B aus Gußeisen zu versehen und in den hierdurch gebildeten Raum u Dampf zu führen, so daß hierdurch der innere, nunmehr mit einem Dampfmantel versehene Cylinder nicht nur keine Wärme nach außen hin entweichen läßt, sondern durch den Dampfmantel gewissermaßen geheizt wird. Auch die Deckel D_1 und D_2 werden mit entsprechenden Hohlräumen versehen, in welche zu dem gleichen Zwecke Dampf geführt wird. Wenn es auch zweifellos ist, daß bei Anwendung eines solchen Dampfmantels der im Innern des Cylinders wirkende Dampf eine höhere Temperatur und Spannung behalten muß, und daher eine größere Arbeit verrichtet als bei Fortlassung des Dampfmantels, so sind doch die Ansichten von Theoretikern sowohl wie von Praktikern über die nützliche oder schädliche Wirkung der Dampfmäntel noch sehr verschieden. Es sollen die hierfür in Betracht kommenden Verhältnisse weiter unten, wo von der Berechnung der Dampfwirkung gehandelt wird, näher beleuchtet werden.

Fig. 550.





Daß man alle Dampfcylinder und auch die Dampfmäntel mit geeigneten Vorrichtungen zu versehen hat, um das sich bildende Condensationswasser abzuführen, ist von selbst klar. Meistens wendet man zu diesem Zwecke kleine, an den tiefsten Stellen anzubringende Ablaßhähne an, welche von Zeit zu Zeit vorübergehend geöffnet werden, um das gebildete Condensationswasser zu entlassen. Man hat zu diesem Zwecke aber auch selbstthätig wirkende Apparate angewendet, von denen einer in Fig. 550 dargestellt ist. Derselbe besteht im Wesentlichen aus dem Doppelventil $v_1 v_2$, von welchem stets nur der eine Ventilkegel die zugehörige Oeffnung verschließt. Die beiden Röhren a und b sind mit den beiden Cylinderenden verbunden, woraus ersichtlich ist, daß in Folge des Druckwechsels das Ventil $v_1 v_2$ bei jedem Kolbenwechsel seine Lage ändert. In der Figur z. B. ist diejenige Stellung gezeichnet, welche das Ventil einnimmt, wenn der frische Kesseldampf links in den Cylinder tritt, und es kann dabei das rechts vor dem Kolben befindliche Condensationswasser durch b und v_2 nach dem Abflußrohre w entweichen. In dem Dampfcylinder macht sich das Vorhandensein von Wasser durch die außerordentlich harten

Stöße bemerkbar, welche aus der fast vollständigen Unpreßbarkeit des Wassers folgen. Daher treten besonders starke Stöße im Anfange beim Anlassen einer Maschine auf, die längere Zeit stillstand und dabei kalt geworden ist. Der Dampfmantel kann durch einen fortwährend nur wenig geöffneten Ablaßhahn oder besser unter Anwendung des unten (§. 283) näher beschriebenen Condensirtopfes entwässert werden.

Die Weite oder der lichte Durchmesser des Dampfcylinders bestimmt sich in der weiter unten anzugebenden Art nach der Größe der auszuübenden Kraft und ist demgemäß sehr verschieden. So kommen für die kleinsten Dampfmaschinen Cylinder von etwa 0,1 m Durchmesser vor, während andererseits Durchmesser bis zu 3 m nicht selten sind. Die Länge der Cylinder richtet sich natürlich nach dem Kolbenschub, welcher sich, wie weiter unten angegeben wird, aus der passend anzunehmenden Kolbengeschwindigkeit und der Umdrehungszahl der Maschine bestimmt. Die Länge des Cylinders im Innern zwischen den Deckeln ist natürlich um die Kolbendicke und die doppelte Größe des zwischen dem Kolben und jedem Deckel verbleibenden Zwischenraumes größer anzunehmen als der Kolbenschub. Die Wandstärke der Dampfcylinder kann man nicht nach der durch den Dampfdruck in dem Materiale erzeugten Spannung bestimmen, da eine solche Ermittelung in allen Fällen eine so geringe Dicke ergeben würde, daß die Darstellung des Cylinders gar nicht möglich sein würde. Ein Dampfcylinder ist nämlich seiner größten Anstrengung bei der Bearbeitung während des Ausbohrens ausgesetzt, wobei durch den an den Bohrmessern auftretenden Widerstand ein so großes Torsionsmoment hervorgerufen wird, daß mit Rücksicht hierauf eine viel größere Wandstärke erforderlich ist, als mit Bezug auf den Dampfdruck. Deswegen wird die Wandstärke immer nach empirischen Regeln bestimmt, so zwar, daß die Wandstärke auch bei den kleinsten Cylindern und Dampfspannungen unter ein gewisses Maß von 15 bis 20 mm nicht herabsinkt. Demgemäß soll man die Wandstärke δ für einen inneren Durchmesser d zu

$$\delta = 20\,\text{mm} + \frac{d}{100} \text{ nach Reuleaux,}$$

oder zu

$$\delta = 15\,\text{mm} + \frac{d}{60} \text{ nach Redtenbacher}$$

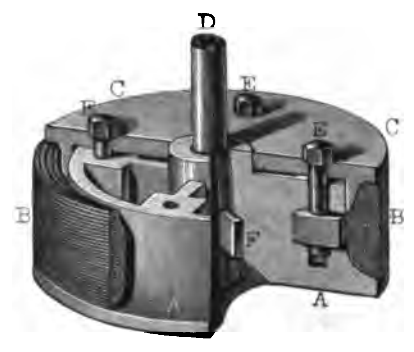
annehmen. Beide Angaben liefern für $d = 750$ mm die gleiche Wandstärke $\delta = 27{,}5$ mm, für größere Durchmesser erhält man nach Redtenbacher, für kleinere nach Reuleaux die größere Wandstärke.

Den Cylinderdeckeln hat man nach Redtenbacher im mittlern Theile dieselbe Wandstärke δ wie dem Cylinder zu geben, während die äußern mit den Flanschen in Berührung kommenden Ränder ebenso wie die Flanschen

selbst eine Stärke von etwa $^4/_3\,\delta$ erhalten können. Zur Befestigung der Deckel mit den Flanschen dienen Schraubenbolzen, deren Dicke nach Redtenbacher zu δ und deren Anzahl zu $3 + \frac{d\,\text{mm}}{70}$ anzunehmen ist, wenn d den Durchmesser bedeutet. Diese Schrauben müssen mit hinreichend großem Drucke angezogen werden, damit ein genügend dichter Abschluß erzielt wird. Die Cylinderdeckel werden auf die Flanschen aufgeschliffen, so daß sie ohne Zwischenlage dicht halten, häufig verwendet man aber auch behufs besserer Abdichtung als Zwischenlage eine Scheibe von dünnem Gummi oder starkem Papier.

Dampfkolben. Der Dampfkolben ist der Hauptsache nach eine kreisrunde genau in den Cylinder passende Scheibe, deren Umfang dampfdicht an die Cylinderwandung anschließt. Zur Erreichung des dichten Abschlusses wandte man bei den ersten Dampfmaschinen, welche nur mit geringen Dampfspannungen arbeiteten, Hanfliderungen an, welche nach Art der Stopfbüchsen durch einen auf den eigentlichen Kolbenkörper gesetzten Deckel mittelst Schrauben zusammengedrückt und hierdurch mit gewisser Pressung gegen die Cylinderwand gedrängt wurden. Für die hohen Pressungen, welche man heute bei den Dampfmaschinen anwendet, ist indessen die Hanfliderung nicht geeignet und daher wohl kaum noch in Anwendung, man versieht vielmehr die Dampfkolben allgemein mit metallischen Ringen, welche an einer Stelle durchschnitten, genügende Federung haben, um gegen die Cylinderwand angepreßt zu werden. Solcher Ringe wendet man zwei an, und versetzt die Schnittstellen derselben diametral gegenüber. Bei sehr großen Kolben besteht auch wohl jeder Ring aus einzelnen Segmentstücken, und die Schnittstellen des einen Ringes werden gegen die des andern versetzt. Das Anpressen der Kolbenringe geschieht meistens durch im Innern des Kolbens angebrachte Federn, welche durch Schrauben entsprechend gespannt werden können, zuweilen benutzt man auch den Dampfdruck gegen die Innenfläche der Ringe selbst zum Andrücken derselben. Bei der Construction des Kolbens von Ramsbottom enthält der Kolbenkörper mehrere fest eingesetzte, etwas hervor- §. 281.

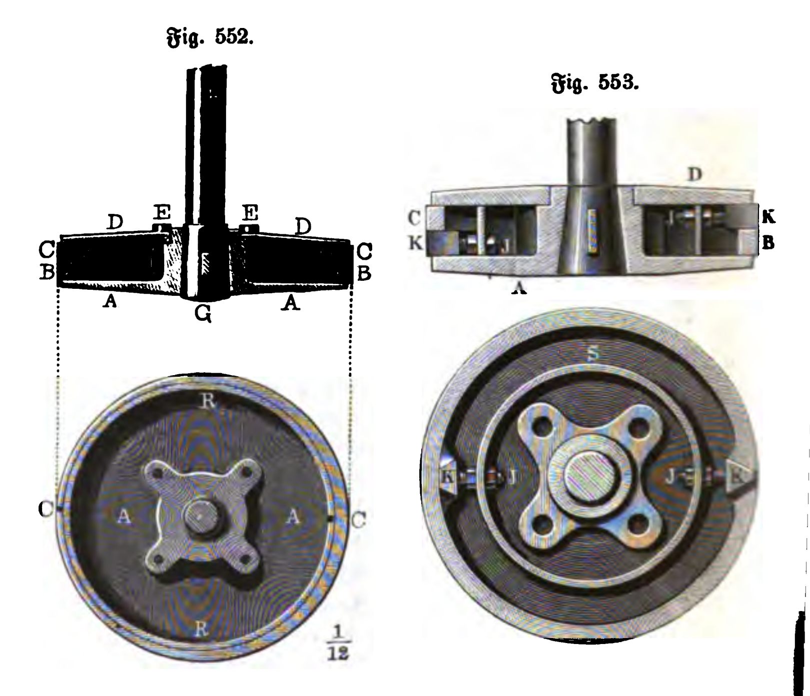
Fig. 551.



ragende Ringe, welche in bestimmten Abständen von einander angebracht, vermöge der zwischen ihnen enthaltenen weiteren Räume in eigenthümlicher Weise das Entweichen des Dampfes erschweren.

In Fig. 551 (a. v. S.) ist ein älterer Kolben mit Hanfliderung dargestellt, wie er früher bei den Niederdruckmaschinen zur Verwendung kam. Der gußeiserne Kolbenstock *A*, welcher durch den Keil *F* auf dem conisch abgedrehten Ende der Kolbenstange *D* befestigt ist, nimmt in der ringsum an seinem Umfange ausgesparten Rinne die aus Hanfzöpfen bestehende Liderung *B* auf, welche durch den geeignet geformten Deckel *C* mit Hülfe der Schraubenbolzen *E* zusammengedrückt und nach außen gepreßt wird.

Fig. 552. Fig. 553.



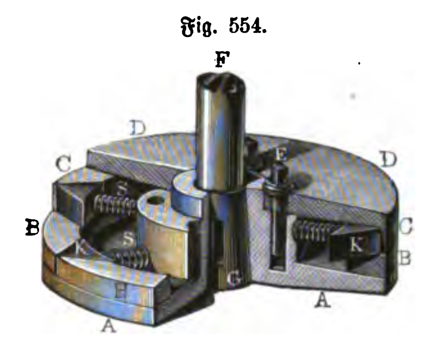
Die Schraubenbolzen haben in besondere Einschnitte des Kolbenkörpers eingelegte Muttern aus Messing oder Rothguß. Dieser Dampfkolben hat, wie bemerkt, nur noch historische Bedeutung.

Einen einfachen Kolben mit metallischen Liderungsringen zeigt Fig. 552. Zwischen dem Kolbenstocke *A* und dem durch die Schrauben *E* darauf geschraubten Deckel *D* ist ein Hohlraum enthalten, welcher über einander zwei Ringe *B* und *C* aus Rothguß enthält, die durch Hämmern elastisch gemacht und an der dünnsten Stelle aufgeschnitten sind. Hinter jeden dieser Liderungs-

ringe ist ein innerer, gleichfalls aufgeschnittener Stahlring *R* gelegt, welcher durch seine Federkraft den Liderungsring nach außen preßt.

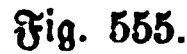
Häufig wird jeder Liderungsring an der Schnittstelle nach Fig. 553 mit verstärkten, schräg gearbeiteten Enden versehen, in welche ein keilförmiges Stück *K* eingeschliffen wird, das durch die Feder *S* mittelst der Spannschraube *J* nach außen gedrückt wird, wodurch es den Liderungsring gegen die Cylinderwandungen preßt. In welcher Weise diese Construction bei großen Kolben zur Anwendung kommt, wo die Ringe aus mehreren Theilen bestehen, zeigt Fig. 554. Hierbei werden die Keilstücke *K* durch Schraubenfedern *S* angepreßt, welche sich innerlich gegen die Nabe des Kolbenstockes stemmen.

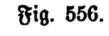
Fig. 554.

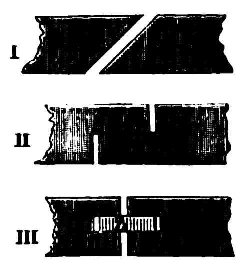


Die einzelnen Liderungsringe kann man entweder schräg nach Fig. 555 I. aufschneiden, oder mit Ueberblattung nach II. zusammenstoßen, oder man kann nach III. ein besonderes Zwischenstück *Z* zwischen die Enden einschleifen.

Der Ramsbottom'sche Kolben, welcher sich durch besondere Einfachheit vortheilhaft auszeichnet, ist in Fig. 556 dargestellt. Der aus einem Stücke bestehende Kolbenstock *A* ist am Umfange mit drei ringsum eingedrehten Nuthen versehen, in welche die schmiedeisernen oder messingenen Ringe *R* von rechteckigem Querschnitte eingesetzt sind. Diese Ringe werden,


Fig. 555.


Fig. 556.



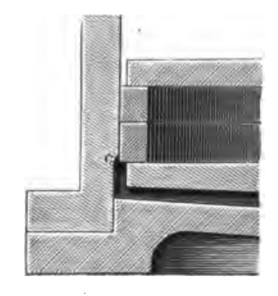


um sie einlegen zu können, aufgeschnitten und etwas aufgebogen, so daß sie beim Ueberschieben von selbst in die Nuthen einspringen. Ein besonderes Anpressen der Liderungsringe gegen die Cylinderwand findet hier gar nicht

statt, trotzdem haben sich solche Kolben erfahrungsmäßig gut bewährt. Um hierbei den schädlichen Raum möglichst klein zu halten, giebt man den Cylinderdeckeln die angedeutete Form.

Um die Abnutzung des Cylinders klein zu machen, stellt man die Liderungsringe aus einem weichern Material her als den Dampfcylinder, also aus Rothguß oder Schmiedeisen, nicht aber aus Stahl. Zuweilen werden die Ringe auch aus Gußeisen gefertigt, dann ist es aber räthlich, hierzu eine weichere Sorte als zum Cylinder zu verwenden. Um die Bildung von Ansätzen an den Enden des Cylinders, wo der Kolbenwechsel vor sich geht, zu verhüten, ist es ferner erforderlich, die Enden des Cylinders, in welche die Deckel eintreten, nach Fig. 557 etwas weiter auszubohren, so daß der eine Liderungsring stets über den Rand c der eigentlichen Cylinderbohrung hinwegstreift.

Fig. 557.



Die Höhe der Liderungsringe, in der Richtung der Cylinderaxe gemessen, richtet sich nach dem Durchmesser d des Cylinders. Eine gewisse Breite der Liderungsfläche ist schon deshalb erforderlich, weil die Cylinderfläche sowohl wie die Umfangsflächen der Liderungsringe niemals ganz glatt sind. Eine übermäßig große Breite jedoch vergrößert das Kolbengewicht und auch die Reibung, wenn man annimmt, daß zum Dichthalten jede Flächeneinheit mit einem bestimmten Drucke angepreßt werden muß. Bei einer zu geringen Höhe der Liderung macht sich andererseits eine etwaige excentrische Lage der Kolbenstange oder eine ungleichmäßige Reibung am Umfange dadurch bemerklich, daß die Ringe sich wesentlich schief stellen und schlecht abschließen. Tredgold sucht mit Bezug hierauf nachzuweisen, daß das Verhältniß der Liderungsbreite zum Durchmesser gleich dem Reibungscoefficienten sein müsse. Auf Grund der Erfahrung nimmt man wohl dieses Verhältniß zu $1/3$ bis $1/6$ bei Hanfliderungen und zu $1/6$ bis $1/9$ bei Metallliderungen an, und zwar wird der größere Werth bei kleinen und der kleinere Werth bei großen Kolben zu Grunde gelegt. Nach Redtenbacher soll man die Höhe beider Ringe für den Kolben in Fig. 553 zu $4\left(1 + \frac{d}{100}\right)$ cm annehmen, wenn d in Centimetern angegeben ist, so daß jeder Ring die Breite $e = \frac{d}{50} + 2$ cm, also z. B. für einen Kolbendurchmesser $d = 50$ cm, $e = 3$ cm erhält. Im Uebrigen hat man die Dampfkolben so leicht als möglich zu machen, da die Masse derselben wegen der abwechselnden Bewegung zu gewissen störenden Wirkungen veranlaßt, welche für den ruhigen

Gang der Maschine, namentlich bei großer Umdrehungszahl, nachtheilig sind. (S. darüber auch Thl. III, 1, das Kurbelgetriebe.)

Die Kolbenstange, mit welcher der Kolben in der solidesten Weise durch Keil oder Schraube zu vereinigen ist, wird am besten aus Stahl hergestellt, sowohl um eine möglichst geringe Stärke derselben erforderlich zu machen, als auch um ihre Abnutzung in der Stopfbüchse thunlichst zu verringern. Die Stärke der Kolbenstange ist aus dem größten Kolbendrucke nach den Regeln der Zerknickungsfestigkeit zu bestimmen, in welcher Beziehung auf Thl. I verwiesen werden muß.

Reuleaux empfiehlt, die Stärke d_1 der Kolbenstange von derjenigen d_2 des Pleuelzapfens abhängig zu machen, und giebt für den Durchmesser d_2 eines schmiedeisernen Pleuelzapfens bei einem Durchmesser d des Dampfcylinders und bei n Atmosphären nützlichem Dampfdruck (s. weiter unten) die Regel:

$$d_2 = 0,1\, d \sqrt{n}.$$

Alsdann soll die Dicke d_1 der schmiedeisernen oder stählernen Kolbenstange bei einem Kurbelhalbmesser r zu:

$$d_1 = 0,25\, d_2 \sqrt{\frac{r}{d_2}}$$

oder angenähert

$$d_1 = \frac{d_2}{2} + \frac{r}{32}$$

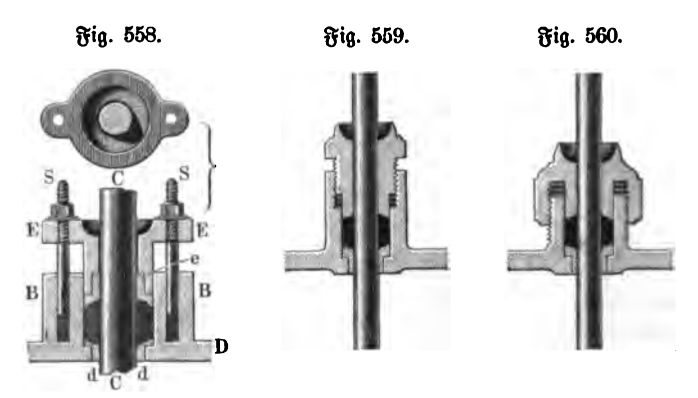
gewählt werden.

Bei einfachwirkenden Dampfmaschinen, bei denen die Kolbenstange stets nur auf Zug beansprucht wird, sind die Regeln für die Zugfestigkeit der Rechnung zu Grunde zu legen. Bei den doppeltwirkenden Dampfmaschinen wird man gut thun, wegen des steten Wechsels von Zug und Druckkräften die höchstens zulässige Spannung des Materials kleiner anzunehmen als bei einer stets in demselben Sinne auftretenden Beanspruchung.

Stopfbüchsen. Zur dampfdichten Hindurchführung der genau cylindrisch abgedrehten Kolbenstange durch den Cylinderdeckel ist der letztere mit einer sogenannten Stopfbüchse versehen, welche mit einer Höhlung zur Aufnahme des Dichtungsmaterials versehen ist, das durch einen in die Büchse hineinreichenden Deckel entsprechend gegen die Kolbenstange sowie gegen die Innenwand der Höhlung gedrückt werden kann. Als Dichtungsmaterial wendet man entweder Hanfzöpfe oder Gummischnüre, oder in neuerer Zeit auch metallische Liderungsringe an. Leder, welches bei Wasserpumpen so vorzügliche Dienste leistet, findet als Dichtungsmaterial bei den Dampfmaschinen keine Anwendung, da dasselbe bei der hohen Temperatur hart und brüchig wird. §. 282.

Eine sehr gebräuchliche Form der Stopfbüchse zeigt Fig. 558. Der Deckel *D* des Dampfcylinders ist mit der angegossenen Büchse *B* versehen, durch deren Bohrung die Kolbenstange *C* hindurchtritt. Diese Büchse ist im untern Theile mit einer Bohrung von gleichem Durchmesser mit der daselbst geführten Kolbenstange versehen, während die obere cylindrische Erweiterung zur Aufnahme des Dichtungsmaterials dient, welches rings um die Kolbenstange möglichst gleichmäßig eingebracht wird. Eine durch die Schrauben *S* einzupressende Hülse, in deren Bohrung die Kolbenstange eine zweite Führung erhält, paßt genau in die Erweiterung und drängt beim Niederpressen vermöge ihrer ausgehöhlten untern Fläche den Hanf oder Gummi dicht gegen die Kolbenstange. Des sanftern Ganges wegen füttert man den Cylinderdeckel *D* häufig mit dem Messingringe *d* aus und setzt einen ähnlichen Ring *e* auch in die Hülse oder Brille *E* ein. Die Aushöhlung der letztern auf der obern Fläche dient zur Aufnahme von Schmiermaterial bei stehenden Cylindern; bei liegenden Cylindern dagegen hat man

Fig. 558. Fig. 559. Fig. 560.



die Stopfbüchse mit einer besondern Schmierbüchse oder einem Schmierhahne zu versehen. Bei größerer Dicke der Kolbenstange wendet man mehr als zwei Zugschrauben *S* an, in welchem Falle die Hülse *E* mit einem kreisförmigen Flansche versehen wird.

Stopfbüchsen, wie die in Fig. 559 und 560 angegebenen, bei welchen der Deckel der Büchse direct mit Schraubengewinde versehen ist und behufs des Anziehens nur gedreht zu werden braucht, finden bei den Kolben und Schieberstangen der Dampfmaschinen keine Anwendung, sondern werden nur etwa für die Spindeln von kleinen Absperrventilen gebraucht.

Wenn bei vertical stehenden Dampfcylindern die Kolbenstange durch den untern Deckel geführt werden muß, so pflegt man die durch Fig. 561 dargestellte hängende Stopfbüchse in Anwendung zu bringen. Hier ist in die

Höhlung der Stopfbüchse der messingene Ring *e* eingelegt, welcher außen mit einer ringsum eingedrehten Nuthe versehen ist, von der sechs bis acht feine radiale Löcher der Packung *f* das Oel zuführen, welches aus dem

Fig. 561.

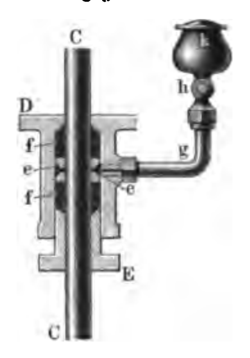
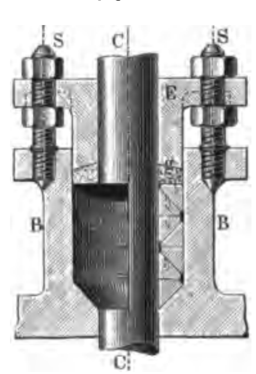


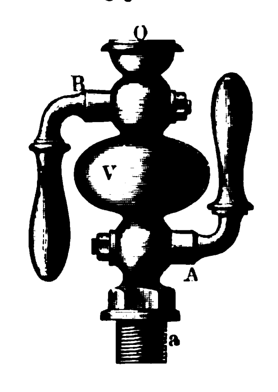
Fig. 562.



Oelbehälter *k* durch das Schmierröhrchen *g* zugeführt wird, sobald man den Hahn *h* öffnet.

Die anstatt der Hanfzöpfe zur Dichtung angewendeten Gummiverpackungen sind aus Leinwand gewickelte Schnüre von viereckigem Querschnitt, deren einzelne Lagen durch vulcanisirten Kautschuk mit einander vereinigt und auch äußerlich damit überzogen sind.

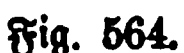
Fig. 563.

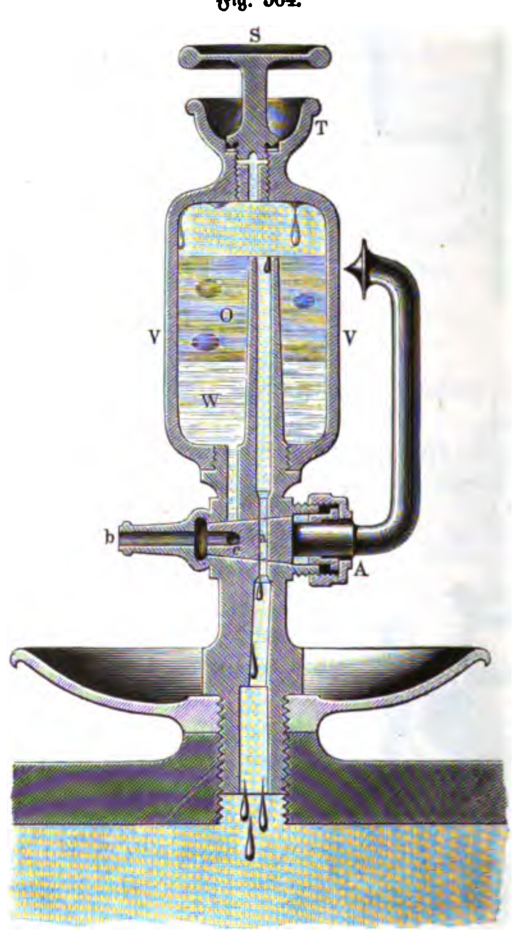


Eine in neuerer Zeit vielfach mit Erfolg angewendete, sinnreich ausgeführte Metallpackung zeigt die Stopfbüchse von Howaldt, Fig. 562. Hier ist die Höhlung der Büchse durch eine Anzahl von metallenen Ringen ausgefüllt, deren Querschnitt nach Angabe der Figur ein rechtwinkeliges Dreieck bildet. Jeder dieser Ringe ist an einer Stelle aufgeschnitten, so daß er eine gewisse Biegsamkeit erlangt, in Folge deren er sich etwas zusammenziehen oder ausdehnen kann, je nachdem ein entsprechender Druck auf ihn ausgeübt wird. Aus der Art, wie die Ringe gestaltet sind, erkennt man, daß je zwei derselben auf einander nach Art von Keilen derart wirken, daß der eine nach innen gegen die Kolbenstange, der andere nach außen gegen die Kammerwandung gedrückt wird, wenn die Brille *E* in gewöhnlicher Weise durch die Schrauben *S*

angezogen wird. Um eine gleichmäßige Vertheilung des Druckes der Brille zu erzielen, findet sich unterhalb derselben zunächst ein Gummiring *g* eingelegt.

Auch der Kolben des Cylinders ist behufs der Verminderung der Reibung zu schmieren. Dies kann nicht durch Anwendung einer oben offenen


Fig. 564.



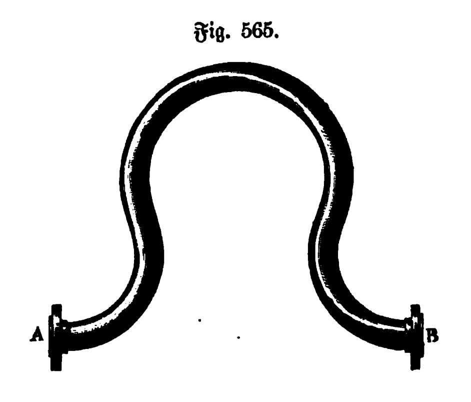
Schmierbüchse, wie sie bei Lagern gebräuchlich ist, geschehen, da der im Innern des Cylinders herrschende Dampfdruck das Oel nach außen treiben würde, sondern man hat das Oel in einen abgeschlossenen Raum zu bringen, welcher mit dem Cylinderinnern in Verbindung gebracht wird. Dazu dienen die

sogenannten *Schmierhähne*, von denen in Fig. 563 (a. S. 985) die gebräuchliche Form dargestellt ist. Der mittelst des Schraubenansatzes *a* auf den Dampfcylinder geschraubte Apparat ist mit einem Gefäß *V* zur Aufnahme einer bestimmten Menge Oel versehen, welches durch die Füllöffnung *O* eingebracht wird, nachdem man das Gefäß *V* durch den Hahn *A* von dem Dampfcylinder abgesperrt und durch den Hahn *B* mit dem Trichter *O* in Verbindung gesetzt hat. Schließt man darauf *B* und öffnet *A*, so kann das eingefüllte Oel in den Dampfcylinder gelangen. Hierbei muß die Oelung periodisch nach gewissen Zeitabschnitten geschehen, ein Uebelstand, welcher mehrfach zur Construction von ununterbrochen und selbstthätig wirkenden Schmierapparaten Veranlassung gegeben hat. Zunächst versuchte man diesen Zweck dadurch zu erreichen, daß man den Canal zwischen dem Oelgefäße und dem Cylinder möglichst eng herstellte, um einen tropfenweisen Abfluß zu erhalten. Die schwierige Regulirung und leichte Verstopfung so enger Canäle und der Uebelstand, daß diese Vorrichtungen auch während des Stillstandes der Maschine das Oel austropfen lassen, stehen der Anwendung derartiger Apparate im Wege. Dagegen hat sich die in Fig. 564 dargestellte Schmiervorrichtung von *Klein*, *Schanzlin* und *Becker* für Dampfcylinder und Schieberkasten gut bewährt. Hierbei kann das Oelgefäß *V* durch den Trichter *T* mit Oel *O* gefüllt werden, nachdem man die Füllschraube *S* geöffnet und durch den Hahn *A* das Gefäß von dem Cylinder abgesperrt hat. Schließt man nun *S* und stellt den Hahn *A* in die in der Figur angegebene Lage, so tritt Dampf aus dem Cylinder durch das Röhrchen *a* in den Raum oberhalb des Oeles, wo er sich zu Wasser condensirt, das wegen seines größern specifischen Gewichtes nach *W* zu Boden sinkt, dabei ein gleiches Volumen Oel aus *O* verdrängend. Das Oel tropft demgemäß durch das Röhrchen *a* in dem Maße in den Cylinder, in welchem eine Condensation des Dampfes stattfindet, und daher hört die Oelung auch mit dieser Condensation, d. h. beim Stillstande der Maschine, auf. Um nach geschehenem Verbrauche des Oeles das in dem Gefäße angesammelte Wasser zu entfernen, ist das zweite Canälchen *e* angeordnet, welches dem Wasser durch die Bohrung *b* des Hahnes den Austritt nach außen gestattet, sobald der Hahn *A* behufs einer neuen Füllung um 90° gedreht wird. Man hat auch sonst noch manche andere Anwendungen der Schmiervorrichtungen zur Anwendung gebracht, hinsichtlich deren auf die technischen Zeitschriften verwiesen werden muß.

Die Dampfleitung. Die Rohrleitung, welche der Maschine den §. 283.
Dampf aus dem Kessel zuführt, hat man so einzurichten, daß die Verluste, welche die Dampfspannung in dieser Leitung erfährt, möglichst gering ausfallen. Diese Verluste entstehen nicht nur aus der Reibung des Dampfes

an den Röhrenwänden und aus den Widerständen, welche durch Krümmungen und plötzliche Querschnittsveränderungen hervorgerufen werden, sondern wesentlich auch aus der Abkühlung, der die Röhrenoberfläche ausgesetzt ist. Es ist daher sowohl mit Rücksicht auf die Reibung als auf die Abkühlung geboten, die Dampfzuleitung so kurz zu machen, als unter den jeweiligen Verhältnissen möglich ist, und man hat plötzliche Querschnittsveränderungen ebenso wie bei den Wasserleitungsröhren thunlichst zu vermeiden. Da mit größerm Querschnitte der Leitung zwar die Geschwindigkeit des Dampfes und damit die Reibungswiderstände kleiner werden, die Abkühlungsverluste dagegen wegen der größern Oberfläche steigen, so wird es für jede Dampfleitung eine bestimmte Weite geben, für welche die Summe aller Verluste den kleinsten Werth annimmt. Diese vortheilhafteste Weite durch Rechnung bestimmen zu wollen, hätte bei der ungenügenden Kenntniß der einschlägigen Beziehungen wenig Werth, und man wird sich damit begnügen müssen, den Querschnitt der Dampfzuleitung mit Rücksicht auf die darüber gemachten Erfahrungen festzustellen. Hiernach erscheint es passend, die Geschwindigkeit des Dampfes in der Leitung etwa zwischen 25 und 30 m pro Secunde anzunehmen. Für eine Geschwindigkeit des Dampfes von 30 m ergiebt sich daher der Querschnitt der Dampfleitung zu $^1/_{30}$ und beziehungsweise $^1/_{15}$ des Cylinderquerschnittes, je nachdem man die Geschwindigkeit des Dampfkolbens zu 1 m und beziehungsweise 2 m voraussetzt. Es müssen also hiernach schnell gehende Maschinen weitere Dampfleitungen erhalten, als langsam gehende Maschinen unter gleichen Umständen erfordern. Daß die Nothwendigkeit, die Dampfleitungsröhren durch Umhüllung mit schlechten Wärmeleitern möglichst vor Abkühlung zu sichern, um so mehr hervortritt, je länger die Dampfleitungen sind, ist selbstredend; und es ist in dieser Hinsicht besondere Sorgfalt auf die langen Leitungen zu verwenden, welche in Bergwerken den unterirdisch aufgestellten Wasserhaltungsmaschinen (s. Thl. III, 2) den Dampf aus den über Tage aufgestellten Kesseln zuführen.

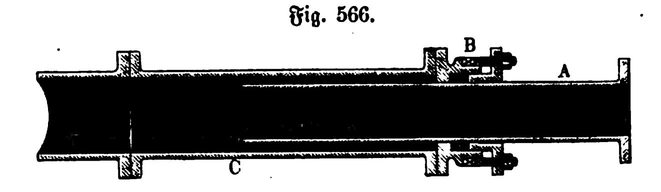
Fig. 565.



Der große, meist gegen 150° C. betragende Unterschied der Temperaturen, denen die Dampfleitungen zu verschiedenen Zeiten ausgesetzt sind, verursacht eine beträchtliche Längenveränderung derselben, welche man durch geeignete

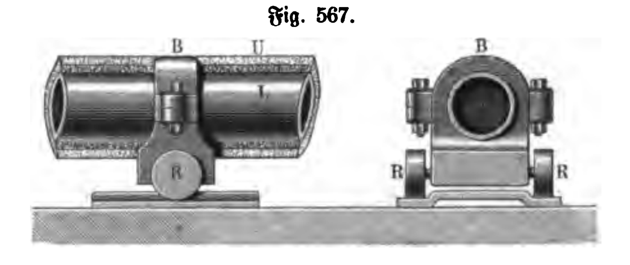
Vorrichtungen möglich machen muß. Zu dem Zwecke schaltet man zuweilen in die gußeisernen Dampfleitungen an geeigneten Stellen gebogene Kupferröhren von der Form der Fig. 565 ein, welche vermöge ihrer Biegsamkeit

Fig. 566.



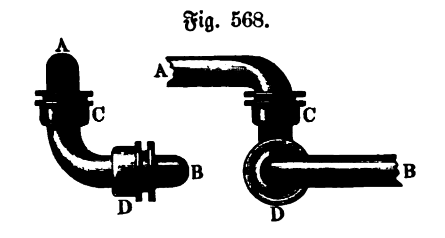
den beiden bei *A* und *B* angefügten Rohrsträngen eine gewisse Ausdehnung gestatten. Bei kürzeren Leitungen, wie sie in Fabriken in den Fällen vorkommen, wo das Kesselhaus sich unmittelbar an das Maschinenhaus anschließt, sind solche Vorkehrungen meistens gar nicht nöthig, indem die Rohr-

Fig. 567.



leitung selbst in ihren Verbindungen eine für die geringen Längenänderungen genügende Nachgiebigkeit darbietet. Diese Nachgiebigkeit wird besonders dann hinreichend vorhanden sein, wenn die ganze Rohrleitung nicht in derselben geraden Linie angeordnet ist, sondern aus einzelnen sich ganz oder nahezu rechtwinkelig an einander fügenden Theilen besteht, wie dies meistens der Fall sein wird. Bei langen Dampfleitungen jedoch genügen die Zwischenstücke, Fig. 565, nicht mehr, und man hat alsdann Stopfbüchsen anzuwenden, welche den einzelnen Röhrentheilen eine größere Beweglichkeit gegen einander gestatten. Fig. 566 zeigt eine solche Stopfbüchsenverbindung, welche dem Rohre *A* eine Verschiebung durch die Stopfbüchse *B* in das weitere Rohr *C* hinein gestattet. Zur Erleichterung dieser Verschiebung werden dann wohl die Röhrenstränge durch

Fig. 568.

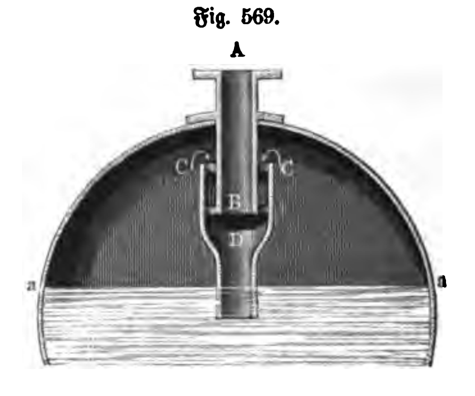


Rollen *R* nach Art der Fig. 567 (a. v. S.) unterstützt, welche Rollen mit Hülfe der Rohrgeschlinge oder Bügel *B* auf dem mit der Umhüllung *U* umgebenen Leitungsrohre *L* befestigt sind.

Die Stopfbüchsen, welche wie diejenige Fig. 566 eine Verschiebung der Röhren gestatten sollen, sind leichter in ihrer Wirkung gestört, als Stopfbüchsen, in denen dem Rohre eine drehende Bewegung ermöglicht ist, und deshalb hat man bei langen Dampfleitungen in Bergwerken mit Vortheil die durch Fig. 568 (a. v. S.) dargestellte Einrichtung angewendet. Die an den Enden knieförmig umgebogenen Rohrstränge *A* und *B* treten hierbei in die Stopfbüchsen *C* und *D* eines Zwischenstückes ein, woraus man erkennt, wie eine Längenveränderung des Stranges *A* nur eine geringe Drehung des Zwischenstückes in der Stopfbüchse *D* erforderlich macht, und es ist dieselbe Bemerkung in Bezug auf den Rohrstrang *B* und die Stopfbüchse *C* gültig.

In jedem Falle hat man dafür zu sorgen, daß der der Maschine zuzuführende Dampf dem Kessel möglichst trocken, d. h. frei von beigemengtem tropfbarem Wasser entnommen werde, weil das mechanisch mitgeführte Wasser einen erheblichen Wärmeverlust verursacht, abgesehen von den nachtheiligen Wirkungen, welche das Wasser im Dampfcylinder auf die Dichtungen der Stopfbüchsen und den ruhigen Gang der Maschine ausübt. Daher ordnet man meistens auf dem Dampfkessel einen Dom an, von dessen höchster Stelle der Dampf abgeführt wird, und zwar erscheint es aus diesem Grunde nicht zweckmäßig, den Dampfdom über der Feuerung oder überhaupt an einer solchen Stelle anzubringen, wo das Wasser in lebhafte Wallung geräth. Wenn die Anordnung eines Dampfdoms nicht angängig ist, so pflegt man wohl durch andere geeignet scheinende Mittel das Mitführen von Wasser möglichst zu verhindern, z. B. dadurch, daß man den Dampf durch die feinen Löcher eines siebartig durchbrochenen, hinlänglich langen Rohres in die Leitung eintreten läßt. Ein anderes dem gleichen Zwecke dienendes Mittel ist in Fig. 569 dargestellt. Hier ist an die Mündung *AB* des Dampfrohres das weitere glockenförmige Gefäß *CD* gehängt, welches mit dem untern Theile bis in das Kesselwasser hinabreicht. Der

Fig. 569.



bei *CC* ringsum eintretende Dampf läßt bei seiner abwärts gerichteten Bewegung und besonders bei seiner Umbiegung um den Rand des Rohres *B* das fortgerissene Wasser größtentheils wieder zurückfallen.

Trotz aller Vorsicht wird der aus dem Kessel abgeführte Dampf immer noch einen gewissen Wassergehalt haben, welcher durch die Abkühlung der Dampfleitung noch vergrößert wird. Man wendet daher häufig, insbesondere bei langen Dampfleitungen, sogenannte Condensirtöpfe an, welche eine Abführung des Wassers gestatten, ohne dem Dampfe den Austritt zu ge-

Fig. 571.

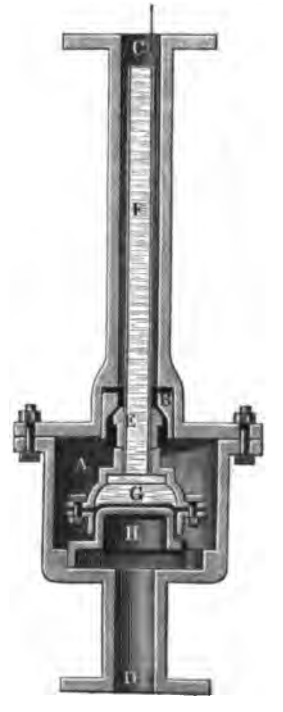


Fig. 570.



währen. In diese Condensirtöpfe, von denen in Fig. 570 eine Anordnung angegeben ist, kann man von allen den Punkten die Abflußröhren leiten, für welche eine Entwässerung erwünscht ist. Der in der Figur dargestellte Condensirtopf von Julius Blancke u. Co. besteht aus einem gußeisernen cylindrischen Gefäße *C*, in welches bei *A* die Wasserabführungsröhren einmünden. Das in diesem Gefäße in dem Zwischenraume zwischen *C* und dem innerlich angebrachten Schwimmer *J* sich ansammelnde Wasser drückt den Schwimmer *J* vermöge des Auftriebes empor, wodurch der erstere das Doppelsitzventil *V* gegen seinen Sitz preßt und die Oeffnung *B* dadurch verschlossen hält. Erst wenn der besagte Zwischenraum zwischen *C* und *J* bis zum obern Rande von *J* gefüllt und eine genügende Wassermenge über diesen Rand in den Schwimmer getreten ist, sinkt der letztere herab und gestattet dem darin enthaltenen Wasser, durch die Oeffnung *O*, das Rohr *R* und das Ventil *V* nach dem Austragrohre *B* zu steigen. Bewirkt wird dieses Aufsteigen des Wassers durch den stets auf dem Wasser lastenden Druck des Dampfes, und es erfolgt

die Entwässerung nur so lange, bis der Auftrieb wieder das Uebergewicht erhält und das Ventil *V* von Neuem schließt. Dieses Spiel des Apparates erfolgt periodisch in regelmäßiger Wiederholung.

In anderer Weise wirkt der Apparat von Andreae, Fig. 571 *) (a. v. S.), welcher gleichzeitig die Entfernung der Luft bewirkt, die in der Dampfleitung bei längerem Stillstande der Maschine sich ansammeln kann. Bei *C* schließt sich das die Entwässerung beziehungsweise Entlüftung bewirkende Rohr an, und das Wasser kann durch den Zwischenraum zwischen *C* und dem innern Rohre *F*, sowie durch das Ventil *B* nach dem Abgangsrohre *D* gelangen, so lange das Ventil *B* geöffnet ist. Ein Schluß dieses Ventils wird nun bewirkt, sobald heißer Dampf durch *C* eintritt, indem alsdann das in dem dünnwandigen Rohre *F* enthaltene Wasser sich erwärmt und vermöge seiner Ausdehnung das Ventil *E* erhebt, wodurch ein Abschluß der Oeffnung *B* bewirkt und das Entweichen von Dampf verhindert wird. Die Unterstützung findet das unten mit einer Gummiplatte *G* abgeschlossene Rohr *F* durch den Untersatz *H* in der aus der Figur ersichtlichen Weise. Zum guten Functioniren des Apparates ist dessen Aufstellung an einem hinreichend kühlen Orte, d. h. in einiger Entfernung von dem Dampfrohre, erforderlich.

Zum Abschluß der Dampfleitungen bedient man sich der Absperrventile, d. h. metallener Ventile, deren Oeffnen und Schließen mit Hülfe einer Schraubenspindel leicht und sicher vorgenommen werden kann. Diese Ventile haben im Allgemeinen immer dieselbe Einrichtung, und sie unterscheiden sich hauptsächlich nur durch die äußere Gestalt des Ventilgehäuses, welche sich nach der Art der Einschaltung des Ventils in die Dampfleitung richtet. In Fig. 572 ist ein sogenanntes Durchgangsventil von Blancke angegeben, so genannt, weil das Gehäuse mittelst seiner beiden parallelen Flanschen *A* und *B* in eine gerade durchgehende Leitung eingeschaltet wird. Der bei *A* hinzutretende Dampf kann nach der Röhre *B* gelangen, sobald das Ventil *V* durch die Schraubenspindel *S* von seinem Sitze etwas abgehoben wird. Die Spindel *S*, welche durch die Stopfbüchse *F* dampfdicht nach außen geführt ist, erhält ihre Umdrehung durch das Handrad *H*, und da das Muttergewinde für die wenigen Gewindegänge *E* undrehbar in dem Gehäusedeckel *D* angebracht ist, so muß sich die Spindel *S* bei ihrer Umdrehung in axialer Richtung verschieben, wobei sie mit dem am untern Ende befindlichen Ansatze das Ventil mit sich nimmt.

Das Eckventil, Fig. 573, unterscheidet sich hiervon zunächst dadurch, daß die beiden Rohrflanschen *A* und *B* rechtwinkelig zu einander gestellt sind,

---

*) Aus Scholl's Führer des Maschinisten.

so daß der Dampf bei dem Durchgange durch das Ventil einer Richtungsänderung um 90° unterworfen ist. Zur Bewegung des Ventils ist hier die Spindel außerhalb des Gehäuses mit Schraubengewinden versehen, wofür die zugehörigen Muttergewinde in einem durch die Säulchen *R* gehaltenen Querstege *T* angebracht sind. Wenn man das Absperrventil so in die Leitung einschaltet, daß der aus dem Kessel zugeführte Dampf das Ventil zu schließen bestrebt ist, so wird zwar das Oeffnen des Ventils erschwert, dagegen aber auch ein dichter Schluß sicherer erreicht.

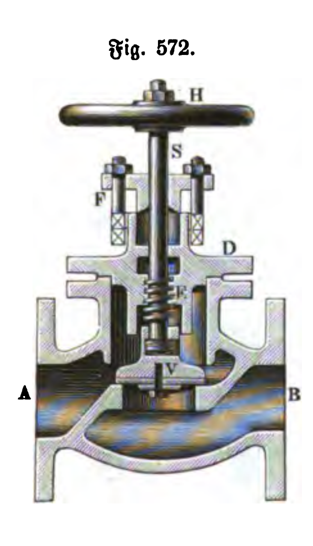
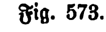
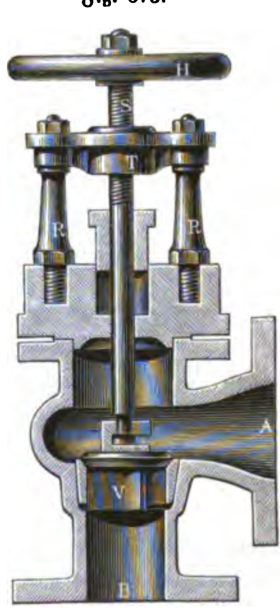


Fig. 572.


Fig. 573.

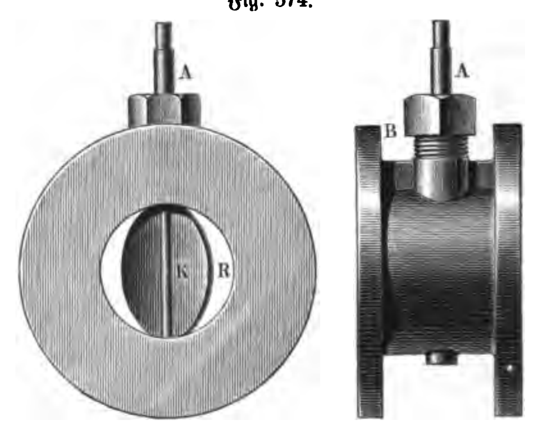


Ein solches Absperrventil ist an jeder Maschine anzubringen, außerdem pflegt man, wenn nicht die Dampfleitung zwischen dem Kessel und der Maschine sehr kurz ist, auch den Dampfkessel mit einem besondern Absperrventile zu versehen, um bei einem etwaigen Undichtwerden der Dampfleitung dieselbe von dem Kessel absperren zu können.

Es ist zwar möglich, durch mehr oder minder große Eröffnung des Dampfzutrittsventils die Menge des zur Wirkung kommenden Dampfes und dadurch die von der Dampfmaschine geleistete Arbeit zu reguliren, doch ist dieses Mittel der Regulirung immer ein unvortheilhaftes aus ähnlichen Gründen, wie sie in Betreff der Regulirung von Turbinen durch Verstellung der Einlaßschütze angeführt worden sind. Eine Verengung des Durchgangs-

querschnitts für den Dampf bewirkt nämlich eine Expansion des letztern durch die verengte Oeffnung hindurch und damit eine wesentliche Spannungsverminderung. In Folge hiervon ist es dann nicht mehr möglich, eine so weitgehende Expansion stattfinden zu lassen, wie es der Fall ist, wenn der Dampf unverändert mit der ganzen ihm innewohnenden Spannung in die Maschine geführt wird. Daher ist es immer vortheilhafter, eine Regulirung der Kraft in der Art vorzunehmen, daß man den Expansionsgrad der Maschine veränderlich macht, indem man für geringere auszuübende Leistungen die Füllungen des Cylinders kleiner wählt, die Spannung des Dampfes aber nicht verändert. Aus diesem Grunde ist man denn bei allen Maschinen, bei deren Betrieb die ökonomische Verwendung des Dampfes nur einigermaßen in Betracht kommt, dazu übergegangen, die Regulirung

Fig. 574.



der Arbeit durch Veränderung des Expansionsgrades vorzunehmen (siehe unten), sei es nun, daß diese Veränderung durch die Hand des Wärters oder selbstthätig durch einen Regulator erfolgt. Nur bei den kleinsten Dampfmaschinen oder in besonderen Fällen bewirkt man die Regulirung durch Veränderung der Zutrittsöffnung für den Dampf mit Hülfe des Absperrventils, oder wenn die Veränderung durch den Regulator geschieht, mit Hülfe der sogenannten Drosselklappe. Die Einrichtung der letztern ist aus Fig. 574 ersichtlich. Eine in dem Dampfrohre R befindliche kreisrunde Scheibe K ist um die mit einem ihrer Durchmesser zusammenfallende Axe A drehbar, so daß sie je nach ihrer Stellung eine mehr oder minder große Verengung des Dampfrohres hervorbringt. Die Verstellung der durch die Stopfbüchse B dampfdicht nach außen geführten Axe A geschieht durch die Einwirkung des Regulatorgestänges auf einen auf das Ende von A gesetzten Hebel. Wie schon bemerkt, wendet man die

Regulirung durch Drosselklappen wegen der unvortheilhaften Wirkung heute kaum noch an.

Steuerungen. Die Vorrichtungen, welche dazu dienen, die Zu- und Abführung des Dampfes zu und von dem Cylinder in der für die beabsichtigte Wirkung erforderlichen Weise zu bewirken, nennt man die Steuerungen der Dampfmaschine. Wie schon in §. 280 erwähnt, ist der Cylinder jeder doppeltwirkenden Maschine an jedem Ende mit einer für den Eintritt und Austritt gemeinsamen Canalöffnung oder mit zwei solchen Oeffnungen versehen, von denen im letztern Falle die eine stets nur für den Eintritt des frischen und die andere immer für den Austritt des gebrauchten Dampfes dient. Zum regelrechten Abschluß dieser Oeffnungen sind bestimmte bewegliche Theile angeordnet, welche entweder Schieber oder Ventile sind, je nachdem dieselben bei der gedachten Bewegung mit ihren Sitzflächen in Berührung bleiben, oder sich von denselben entfernen (abheben). Nach dieser Kennzeichnung müssen auch die sogenannten Drehschieber und die Hähne zu der allgemeinen Classe der Schieber gerechnet werden, da es einen wesentlichen Unterschied nicht bedingt, ob die Bewegung des Abschlußtheiles auf seiner Sitzfläche eine geradlinige oder drehende ist, und da es im letztern Falle auch unerheblich ist, ob die Berührungsfläche durch eine Ebene wie bei den Drehschiebern oder durch eine Kegelfläche beziehungsweise Umdrehungsfläche dargestellt wird, wie bei den Hähnen der Fall ist. Danach unterscheidet man denn die Steuerungen in Schieber- (Hahn-) und Ventilsteuerungen. Die Abschlußtheile faßt man wohl, ebenso wie bei den Wassersäulenmaschinen, unter dem Namen der inneren Steuerungstheile zusammen, indem man im Gegensatze dazu die zur Bewegung der Abschlußtheile dienenden Vorrichtungen die äußeren Steuerungen nennt. §. 284.

Die Bewegung der ganzen Steuerung geschieht bei allen rotirenden Dampfmaschinen entweder ausschließlich von der Kurbelwelle, oder nur theilweise von derselben und theilweise durch äußere Kräfte, z. B. durch Gewichte oder gespannte Federn, zu welchen letzteren hier auch elastische Flüssigkeiten wie atmosphärische Luft oder Dampf zu rechnen sind. Jedenfalls bewirken aber diese äußeren Kräfte bei rotirenden Maschinen immer nur den Abschluß von Canälen, während die Eröffnung derselben hierbei immer von der Kurbelwelle aus erfolgt. Bei solchen alternirenden Maschinen dagegen, bei denen die einzelnen Kolbenspiele durch mehr oder minder lange Stillstandspausen unterbrochen sind, wie dies z. B. bei gewissen Wasserhaltungsmaschinen (s. Thl. III, 2) und bei Dampframmen der Fall ist, muß die Eröffnung des Eintrittscanals durch eine äußere Kraft bewirkt werden. Diese Anordnungen sollen später besprochen werden, zuvörderst seien nur die Steuerungen der rotirenden Maschinen ins Auge gefaßt.

Bei den äußeren Steuerungsvorrichtungen hat man zu unterscheiden, ob die Verbindung der Abschlußorgane mit den Bewegungstheilen eine ununterbrochene ist, so daß die ersteren eine durch die letzteren ihnen aufgezwungene sogenannte zwangläufige Bewegung vollführen müssen, oder ob die gedachte Verbindung zeitweilig unterbrochen ist. In dem Falle einer zwangläufigen Bewegung befindet sich beispielsweise ein gewöhnlicher Schieber, dessen Stange von einem Excenter der Kurbelwelle bewegt wird, während bei einer Corlißsteuerung (s. unten) ein Einlaßschieber von der bewegenden Stange in dem Augenblicke ausgelöst werden muß, in welchem der Schluß dieses Schiebers durch die Einwirkung der zuvor gespannten Feder bewirkt werden soll. Eine Steuerung wie die letztgedachte, bei welcher der Abschluß des betreffenden Organs lediglich durch den Einfluß der darauf wirkenden äußern Kraft (Feder), also im Allgemeinen ziemlich schnell geschieht, nennt man eine Präcisionssteuerung, zum Unterschiede von den schleichenden Steuerungen, welche den Abschluß in der durch den Bewegungsmechanismus kinematisch vorgeschriebenen, im Allgemeinen langsamern Art bewirken. Während hiernach also die erwähnte Schiebersteuerung mittelst des stetig mit dem Excenter verbundenen Schiebers zu den schleichenden Steuerungen gehört, kann andererseits eine Steuerung auch noch schleichend sein, obwohl die Verbindung des äußern Bewegungsapparates mit der Abschlußvorrichtung zeitweilig unterbrochen wird, und obwohl der Abschluß ebenfalls durch äußere Kräfte bewirkt wird. In diesem Falle befindet sich beispielsweise eine Ventilsteuerung, deren Ventile durch unrunde Scheiben oder Höcker einer Steuerwelle geöffnet und durch Federn geschlossen werden, vorausgesetzt, daß diesen Federn beim Schließen nicht freies Spiel, sondern nur so viel Beweglichkeit belassen wird, als die Höcker vermöge ihrer Form ihnen gestatten. Auch wenn nach erfolgtem Abschlusse diese Höcker ganz außer Zusammenhang mit den Ventilen kommen, wird dadurch der Charakter der schleichenden Bewegung doch nicht aufgehoben, vorausgesetzt, daß diese Unterbrechung des Zusammenhanges nicht schon vor erfolgtem Abschluß erfolgt. Das Kennzeichen der Präcisionssteuerung besteht also nicht in der Anwendung der Federn oder äußeren Kräfte zum Schließen, sondern darin, daß die abschließenden Theile von dem Bewegungsmechanismus vollständig ausgelöst, ihre Schlußbewegung lediglich den gedachten äußeren Kräften verdanken. Diese Abschlußbewegung erfolgt hierbei nach den Gesetzen der Dynamik, welche für die Beschleunigung von bestimmten Massen unter der Einwirkung ebenfalls bestimmter Kräfte gelten. Da dieser Abschluß bei hinreichender Größe der bewegenden Kräfte meist ziemlich schnell geschieht, so erklärt sich hieraus die Bezeichnung „Präcisionssteuerung". Hiermit ist jedoch keinesfalls gesagt, daß mit dieser Wirkung unter allen Umständen ein schneller Abschluß verbunden sein müsse, denn da die be-

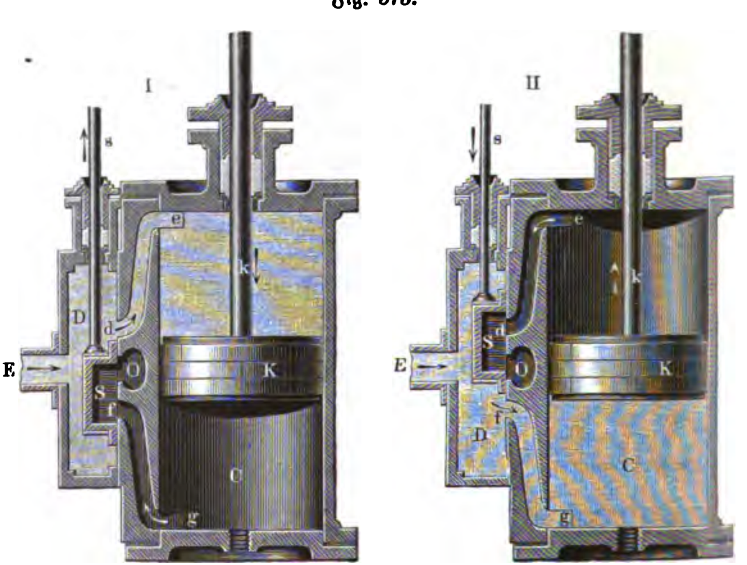
wegenden Kräfte nicht nur die Massen der Abschlußtheile zu beschleunigen, sondern auch die Bewegungswiderstände zu überwinden haben, so ist ersichtlich, daß durch eine entsprechende Größe der letzteren der Abschluß beliebig langsam bewirkt werden kann. Die spätere nähere Betrachtung dieser Art von Steuerungen wird zeigen, daß man bei denselben in der That bestimmte Widerstände künstlich einführt, welche einer solchen Regulirung unterworfen werden können, daß die Geschwindigkeit des Abschlusses den für die dauernd gute Erhaltung der Maschine zulässigen Betrag nicht übersteigt.

So vortheilhaft sich auch im Allgemeinen die Präcisionssteuerungen in Bezug auf einen ökonomischen Betrieb gezeigt haben, so muß doch gerade darin ein Mangel derselben erkannt werden, daß die Abschlußvorrichtungen abwechselnd von dem Bewegungsmechanismus abgelöst und wieder damit in Verbindung gebracht werden. Diese Eigenthümlichkeit schließt die Anwendung von Präcisionssteuerungen bei schnell laufenden Maschinen, wie z. B. bei den Locomotiven, von vornherein aus, da hierbei der betreffende Auslösungsapparat leicht in Unordnung gerathen würde, so daß in solchen Fällen eine regelrechte Wirkung von den Abschlußtheilen nur erwartet werden kann, wenn dieselben ununterbrochen mit der Kurbelwelle in Verbindung bleiben, wenn also ihre Bewegung fortwährend eine zwangläufige ist.

Der Muschelschieber. Die gewöhnlichste und am meisten gebräuchliche Steuerung der Dampfmaschinen wird durch den von seiner ausgehöhlten Form sogenannten Muschelschieber bewirkt, von dessen Einrichtung und Anordnung die Fig. 575 (a. f. S.) eine Vorstellung giebt. Der Dampfcylinder C ist hierbei mit zwei angegossenen Canälen de und fg versehen, welche dazu dienen, die Verbindung des Cylinders zu beiden Seiten des Dampfkolbens K mit einer Kammer D herzustellen, in welche der vom Kessel kommende Dampf durch das Rohr E eintritt. In dieser Kammer, dem Schieberkasten, ist der ausgehöhlte Schieber S auf der eben geschliffenen Fläche, dem Schieberspiegel, beweglich angebracht, in welcher die Mündungen d und f der Dampfcanäle enthalten sind. Der Schieber S erhält seine hin- und hergehende Bewegung durch die Schieberstange s, welche, durch eine Stopfbüchse dampfdicht aus dem Schieberkasten heraustretend, von einer auf der Kurbelwelle der Dampfmaschine befestigten excentrischen Scheibe hin- und hergeführt wird. Zwischen den Mündungen d und f der Dampfcanäle ist eine dritte Oeffnung O ersichtlich, welche mit einem senkrecht zur Ebene der Zeichnung sich anschließenden Rohre, dem Ausblaserohre, in Verbindung steht, durch das der gebrauchte Dampf aus der Maschine heraus in die freie Luft oder bei Condensationsmaschinen in den Condensator entweichen kann. Man erkennt aus der Figur, daß in I der frische Dampf durch den Canal §. 285.

de in den Cylinder oberhalb des Dampfkolbens *K* gelangen kann, während dem unterhalb *K* befindlichen Dampfe ein Entweichen durch den Canal *fg* und die Schieberhöhlung *O* hindurch nach dem Ausblaserohre ermöglicht ist. In Folge hiervon wird der Dampfkolben abwärts geschoben. Wird alsdann dem Schieber *S* in dem tiefsten Stande des Dampfkolbens eine Stellung wie in II gegeben, vermöge deren nunmehr der frische Kesseldampf durch *fg* unter den Kolben treten und der über demselben befindliche Dampf durch *cd* und *O* entweichen kann, so muß nunmehr der Dampfkolben emporsteigen.

Fig. 575.



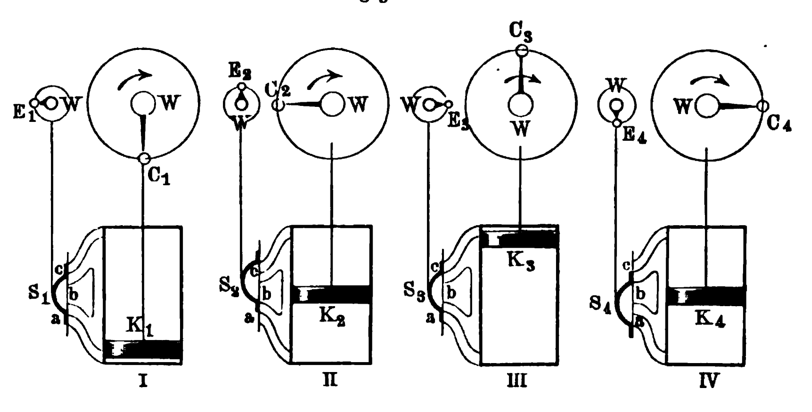
Bei einer stetigen Wiederholung dieser Vorgänge erhält man daher einen regelmäßigen Hin- und Hergang des Dampfkolbens *K*, dessen Stange *k* durch das bekannte Mittel des Kurbelgetriebes die Hauptwelle in Umdrehung setzt, welche, wie bemerkt, ihrerseits wieder durch eine excentrische Scheibe den Schieber bewegt.

Um die Bedingungen zu erkennen, unter denen die Bewegung des Schiebers eine richtige Dampfvertheilung veranlaßt, seien in Fig. 576 I bis IV vier um je 90° von einander abweichende Stellungen der Kurbel in C_1, C_2, C_3 und C_4 vorgestellt, und zwar seien C_1 und C_3 die Stellungen in den todten Punkten, für welche der Kolben in den Endpunkten K_1 und K_3 seines Weges sich befindet. Wenn nun zunächst die Länge der Lenkerstange sehr groß vorausgesetzt wird, so daß man die Neigung dieser Stange gegen die Cy-

linderaxe vernachlässigen kann, so hat man den Kolben für die Kurbelstellungen C_2 und C_4 genau in der Mitte seines Laufes in K_2 beziehungsweise K_4 anzunehmen. Diese Voraussetzung einer sehr langen Lenkerstange möge hier immer gemacht werden, indem auf das in Thl. III, 1 über das Kurbelgetriebe Gesagte verwiesen werden muß, wenn es sich darum handelt, die Bewegung des Kolbens genauer unter Berücksichtigung der Schubstangenlängen zu ermitteln.

Sind nun a, b und c die Mündungen der betreffenden Dampfcanäle, so soll zunächst ein Muschelschieber angenommen werden, dessen beide Flanschen oder Lappen in I gerade die beiden Canäle a und c verschließen, und es soll diese Schieberstellung als die mittlere angesehen werden, von welcher aus dem Schieber nach jeder Seite ein gleicher Ausschlag ertheilt werden soll.

Fig. 576.



Da der Schieber durch eine excentrische Scheibe, d. h. ebenfalls durch eine Kurbel bewegt wird, so hat man für diese Kurbel bei der Schieberstellung S_1 eine mittlere Stellung in E_1 zwischen den beiden Todtlagen E_2 und E_4 vorauszusetzen, oder mit anderen Worten, man hat die Excentricität des Excenters WE rechtwinkelig zu der Stellung des Kurbelarms WC anzunehmen. In der Figur sind überall Kurbel und Excenter der Deutlichkeit wegen neben einander, auf getrennten Wellen sitzend, gezeichnet, in Wirklichkeit hat man sich beide Theile auf derselben Welle hinter einander befindlich zu denken.

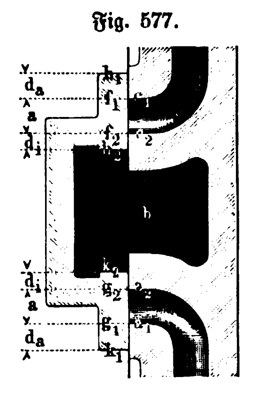
Man erkennt nun leicht, daß bei der hier angegebenen Stellung des Excenters rechtwinkelig zum Kurbelarme die Bewegung des Schiebers eine solche ist, wie sie einer regelrechten Dampfvertheilung entspricht, vorausgesetzt, daß die Drehung der Kurbelwelle in dem durch die Pfeile angedeuteten Sinne der Uhrzeigerbewegung gedacht wird. In I nämlich, wo beide Canäle a

und c gerade verschlossen sind, kann weder Dampf durch a ein- noch durch c austreten. Beides ist aber möglich, sobald die Kurbelwelle nur wenig über den todten Punkt im Sinne des Pfeiles gedreht wird, weil bei dieser Drehung der Schieber S_1 durch das Excenter E_1 schnell emporgehoben wird. Hierdurch wird a mit dem Schieberkasten und c mit dem Ausblaserohre in Verbindung gesetzt, wie es der aufsteigenden Bewegung des Kolbens entspricht. Bei einer Drehung der Kurbel um 90° nach C_2 hat der Schieber seinen größten Ausschlag oberhalb seiner Mittellage erreicht und er fängt nunmehr an, sich wieder seiner Mittellage zu nähern, welche er gerade in dem Augenblicke erreicht, in welcher sich die Kurbel um 180° gedreht hat und der Kolben in seine höchste Stellung K_3 getreten ist. Während dieser ganzen Zeit ist der Canal a für den frischen Kesseldampf geöffnet und der Canal c mit dem Ausblaserohre in Verbindung gewesen, so daß der Kolben in Folge des Dampfüberdruckes auf die untere Seite thatsächlich die hier vorausgesetzte aufsteigende Bewegung angenommen und die Kurbelwelle um 180° gedreht hat. Es ist nun leicht zu erkennen, wie bei der folgenden halben Umdrehung der Kurbel durch C_4 in die Anfangslage C_1 der Schieber aus seiner Mittellage S_3 nach unten in die tiefste Lage S_4 verschoben und wieder in die Mittellage S_1 zurückgezogen wird, so daß während dieser Zeit fortwährend der obere Dampfcanal c mit dem Eintrittsrohre und der Canal a mit dem Ausblaserohre b in Verbindung steht, wie es einer Abwärtsbewegung des Dampfkolbens unter dem Einflusse des Dampfdruckes entsprechend ist. Es geht hieraus hervor, daß bei der angenommenen Stellung des Excenters die Kurbelwelle durch die Wirkung des Dampfdruckes auf den Kolben eine Umdrehung in der Richtung der Pfeile annehmen muß, d. h. das Excenter geht der Kurbel in deren Bewegungsrichtung um 90° vor. Es ist dagegen leicht ersichtlich, daß eine Umdrehung der Kurbel in der den Pfeilen entgegengesetzten Richtung eine solche Oeffnung der Canäle durch den Schieber veranlaßt, vermöge deren hinter dem Kolben stetig durch die Schieberhöhlung hindurch Dampf oder Luft aus dem Canale b in den Cylinder angesaugt und vor dem Kolben in den Schieberkasten, beziehungsweise in den Kessel eingepreßt werden würde. Aus der Dampfmaschine wird in diesem Falle, d. h. wenn die Kurbel durch eine äußere Kraft in der den Pfeilen entgegengesetzten Richtung umgedreht wird, eine Compressionsmaschine, und es beruht hierauf die Wirkung der Schiebergebläse, welche in Thl. III, 2 näher besprochen werden. Ebenso erklärt sich hieraus die ebenfalls in Thl. III, 2 angeführte Wirkung des Contredampfes bei Locomotiven, welche sich dann ergiebt, wenn man der noch im Vorwärtsgange befindlichen Maschine den Dampf in solcher Weise zuführt, daß unter dem Einflusse dieses Dampfes die Maschine sich rückwärts umdrehen würde. Alsdann wird durch die einmal in Bewegung befindliche

Masse des ganzen Zuges in Folge des Beharrungsvermögens die Umdrehung der Kurbelwelle in dem vorwärts gerichteten Sinne noch eine Zeit lang unterhalten.

Es wurde bisher angenommen, daß die Stellung des Excenters von der Kurbelstellung genau um 90° abweiche, und daß die Breite der Schieberlappen $f_1 f_2$ und $g_1 g_2$, Fig. 577, genau gleich der Oeffnungsweite $c_1 c_2$ und $a_1 a_2$ der Dampfcanäle sei, so daß in der mittlern Schieberstellung beide Dampfcanäle gerade abgeschlossen sind. Um nun aber schon in den äußersten Stellungen des Kolbens, in denen ein Wechsel in dessen Bewegungsrichtung eintritt, dem ein- und austretenden Dampfe eine gewisse Oeffnung darzubieten, ist es nothwendig, die Abweichung des Excenters von der Kurbel etwas größer als 90° anzunehmen, und zwar um einen gewissen Winkel δ, welcher bei verschiedenen Maschinen zwischen 10° und 30° schwankt, und welcher Winkel in der Regel als der **Voreilungswinkel** bezeichnet wird. Es ist leicht ersichtlich, daß in Folge einer derartigen Excenterstellung der Schieber in jedem äußersten Kolbenstande bereits um eine gewisse, diesem Voreilungswinkel entsprechende Größe λ über seine mittlere Lage hinausgetreten ist. Ebenso groß würde daher die Oeffnung jedes Canals sein, wenn die Breite der Schieberlappen genau mit der Weite der Canäle übereinstimmte. Aber auch hiervon weicht man bei den wirklichen Ausführungen ab, indem man die Schieberlappen immer breiter macht als die Canalmündungen, und zwar läßt man den Schieber in seiner mittlern Stellung jeden Dampfcanal um eine gewisse Größe d_a nach außen und eine ebenfalls bestimmte Größe d_i nach innen überragen, so daß die Breite jedes Schieberlappens zu $a + d_a + d_i$ gegeben ist, wenn a die lichte Canalweite bedeutet. Die Größe d_a nennt man die **äußere** und die Größe d_i die **innere Ueberdeckung** oder **Ueberlappung**. In Fig. 577, in welcher der Schieber in seiner mittlern Stellung gezeichnet ist, stellen $f_1 h_1 = g_1 k_1 = d_a$ die äußere und $f_2 h_2 = g_2 k_2 = d_i$ die innere Ueberdeckung vor.

Fig. 577.



Es ist nun zu erkennen, wie der Einfluß der Ueberdeckungen beim Beginn eines Kolbenlaufes dem Einflusse der Voreilung entgegenwirkt, indem die letztere eine vorzeitige Eröffnung der Canäle bewirkt, während dieselben durch die Ueberdeckungen länger geschlossen gehalten werden. Wenn daher λ den Ausschlag des Schiebers über seine Mittellage, die sogenannte **lineare Voreilung**, beim Beginn eines Kolbenlaufes bedeutet, so bietet der Eintrittscanal dem Dampfe eine Oeffnung von der Breite $\lambda - d_a$ dar, während

der entweichende Dampf eine Oeffnung im Betrage $\lambda - d_i$ vorfindet. Diese Differenzen sind immer positive Größen, da man die Deckungen d_a und d_i bei allen Maschinen kleiner macht als den Betrag der linearen Voreilung λ. Es leuchtet nun ein, daß diese beim Beginn eines Kolbenlaufs bereits vorhandene Eröffnung der Canäle um $\lambda - d_a$ und beziehungsweise $\lambda - d_i$ in der unmittelbar vorhergegangenen Zeit entstanden sein muß, also bevor der Kolben das Ende seines Laufes erreicht hatte, d. h. es muß dem Kolben während des letzten Theiles seiner vorhergehenden Bewegung einerseits schon frischer Kesseldampf entgegengetreten sein, und andererseits muß dem hinter dem Kolben treibend wirkenden Dampfe schon vor Ende des Laufes Gelegenheit zum Entweichen gegeben sein. Demgemäß spricht man bei den Dampfmaschinen von dem sogenannten Voreintritt und von dem Voraustritt des Dampfes. Durch den Voreintritt des frischen Kesseldampfes wird zwar dem Dampfkolben ein gewisser Widerstand entgegengesetzt, doch ist es deutlich, daß gerade dieser Voreintritt, welcher gewissermaßen ein Auffangen des Dampfkolbens gegen Ende seines jedesmaligen Laufes durch frischen Dampf bewirkt, viel dazu beitragen muß, eine sanfte und stoßfreie Bewegung der Maschine zu veranlassen.

Faßt man dagegen die Bewegung des Kolbens gegen Ende seines Laufes ins Auge, so findet man, daß die Voreilung und die Ueberdeckungen in gleichem Sinne wirken, indem beide einen frühern Abschluß der Dampfcanäle herbeiführen, als ohne sie der Fall wäre. Ein früheres, d. h. vor Beendigung des Kolbenlaufes erfolgendes Abschließen des Eintrittscanals muß offenbar eine Expansionswirkung des hinter dem Kolben befindlichen treibenden Dampfes zur Folge haben, und zwar wird der Dampf so lange durch seine Expansion auf den Kolben wirken, bis vor vollständiger Beendigung des Kolbenlaufs durch die erwähnte vorzeitige Eröffnung des Austrittcanals der Voraustritt sich einstellt. Andererseits wird ein vorzeitiges Abschließen des Austrittscanals eine Compression des noch vor dem Kolben befindlichen Dampfes so lange im Gefolge haben, bis durch die oben erwähnte Voröffnung dieses Canals für den frischen Kesseldampf der Voreintritt beginnt.

Diejenigen Kolbenstellungen, in denen die Eröffnung und der Abschluß des Eintritts- und Austrittscanals erfolgen, und welche für die Größe der Expansion und Compression bestimmend sind, lassen sich aus dem Voreilungswinkel, d. h. der Stellung des Steuerungsexcenters gegen die Kurbel sowie aus der Größe des Kurbelarmes und der Excentricität durch Rechnung oder Zeichnung ermitteln. In Betreff der hierüber anzustellenden Rechnungen muß auf die ausführliche Besprechung des Kurbelgetriebes in Thl. III, 1 verwiesen werden. Um einen schnellen Ueberblick über diese Verhältnisse zu erlangen, ist es allgemein gebräuchlich, sich graphischer

Darstellungen, der sogenannten Schieberdiagramme zu bedienen, welche für jede beliebige Kolbenstellung den zugehörigen Standort des Schiebers und die Größe der Canalöffnungen ersichtlich machen. Diese Diagramme, welche für die Anordnung der Steuerung einer neu zu erbauenden, sowie für die Beurtheilung der Vorgänge in einer schon vorhandenen Maschine von hervorragender Bedeutung sind, sollen im Folgenden kurz angeführt werden.

Schieberbewegung. Es stelle in der schematischen Fig. 578 (a. f. S.) AB_1 die Kurbel einer Dampfmaschine in dem todten Punkte B_1 vor, und es sei für diese Lage E_1 der Mittelpunkt des Excenters von der Excentricität $AE_1 = e$. Der Voreilungswinkel FAE_1 sei mit δ bezeichnet. Von dem Excenter, welches als eine Kurbel von der Länge e zu betrachten ist, geht die Excenterstange $E_1 C_1$ von der Länge l nach dem Scharnierbolzen C_1 der den Schieber S bewegenden Stange, so daß der Schieber eine mit dem Punkte C_1 übereinstimmende Bewegung annimmt. Der symmetrisch geformte Schieber habe für die betrachtete Stellung der Kurbel im todten Punkte B_1 und des Excenters in E_1 eine solche Stellung, daß seine Symmetrieebene oder Mitte in S_1 gelegen ist, und es sei dabei der linke Dampfcanal D_1 um die Größe o_a geöffnet. Man bestimmt nun die Länge der Schieberstange $C_1 S_1$ bei allen Dampfmaschinen derart, daß bei der Stellung der Kurbel in dem zweiten Todtpunkte B_2 die Voröffnung des rechten Dampfcanals D_2 denselben Betrag o_a hat, damit die Bewegung des Kolbens beim Hin- und Rückgange möglichst gleichmäßig erfolge. In dieser zweiten Todtlage der Kurbel AB_2 steht das Excentermittel in E_2, diametral gegenüber E_1, und man erhält die Lage des Kreuzkopfes in C_2, wenn man $E_2 C_2 = l$ macht; dieser Stellung entspricht die Lage der Schiebermitte in S_2, so daß $S_1 S_2 = C_1 C_2 = 2\lambda$ ist. Damit nun die gedachte Bedingung gleichen Voröffnens in den todten Punkten erfüllt werde, hat man daher die Mitte M_c zwischen den ebenfalls symmetrischen Dampfcanälen des Cylinders in der Mitte zwischen S_1 und S_2 anzuordnen, was durch entsprechende Regulirung der Länge der Schieberstange CS immer leicht geschehen kann. Um nun über die Verhältnisse der Dampfvertheilung ein Urtheil zu gewinnen, kommt es nur darauf an, für jede Kurbelstellung die Entfernung der Schiebermitte von der Canalmitte M_c nach der einen oder andern Seite der letztern zu ermitteln. Hierzu genügt es, die Bewegung des Kreuzkopfes C in Bezug auf die Mitte M zwischen C_1 und C_2 zu bestimmen, da die Bewegung des Schiebers S mit derjenigen des Bolzens C genau übereinstimmt. §. 286.

Was nun zunächst die Lage der besagten Mitte M zwischen C_1 und C_2 betrifft, so ist dieselbe leicht zu bestimmen. Man findet nämlich für die

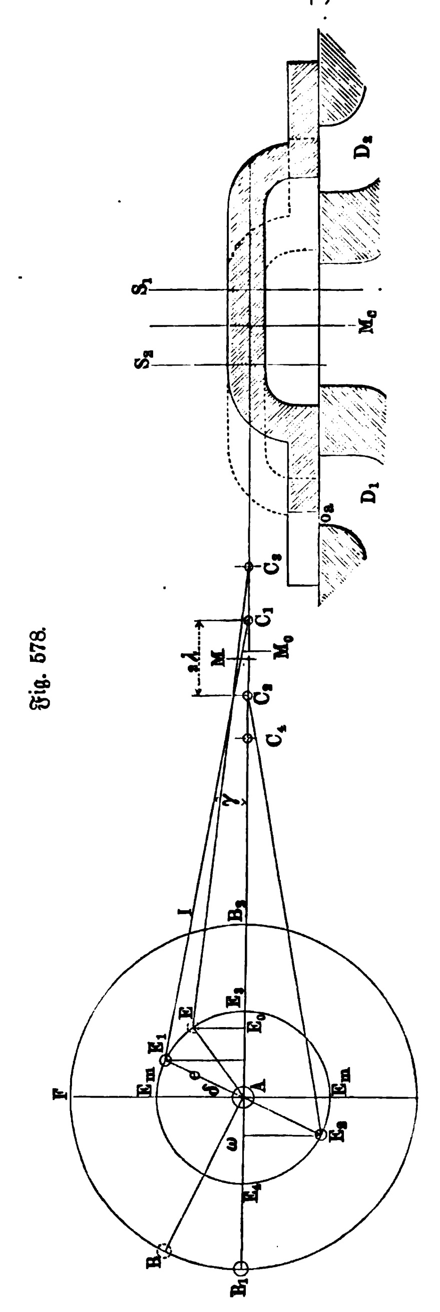


Fig. 578.

Lage C_1 nach der Figur den Abstand $A C_1 = c_1$ des Bolzens von der Welle A zu:

$$A C_1 = c_1 = l \cos \gamma + e \sin \delta,$$

wenn γ den Neigungswinkel $E_1 C_1 A$ der Excenterstange gegen die Schubrichtung bedeutet.

In derselben Weise findet man den Abstand $A C_2 = c_2$ für die andere Todtlage zu:

$$A C_2 = c_2 = l \cos \gamma - e \sin \delta,$$

da der Neigungswinkel $E_2 C_2 A$ der Excenterstange für diese Lage denselben Werth γ hat, für welchen Winkel nach der Figur die Gleichung gilt:

$$\sin \gamma = \frac{e \cos \delta}{l};$$

also:

$$\cos \gamma = \sqrt{1 - \frac{e^2 \cos^2 \delta}{l^2}}.$$

Man erhält hiernach den Abstand:

$$A M = c = \frac{c_1 + c_2}{2}$$

$$= l \cos \gamma$$

$$= l \sqrt{1 - \frac{e^2}{l^2} \cos^2 \delta}$$

$$= \sim l \left(1 - \frac{e^2}{2 l^2} \cos^2 \delta\right).$$

Nun ist bei allen Steuerungen die Länge l vielmal größer als die Excentricität e, und es ist daher der

Werth der Klammer hinreichend genau gleich Eins zu setzen. Auch bei den kürzesten Excenterstangen wird l wenigstens gleich $20e$, oft aber gleich $30e$ bis $40e$ und größer sein. Es ist also auch für den geringsten Werth von $l = 20e$ und für den Winkel $\delta = 0^0$ das zweite Glied der Klammer nur $\frac{1}{800}$ oder $^1/_8$ Proc., so daß man für alle praktischen Fälle dieses Glied vernachlässigen kann, da der Einfluß desselben immer geringer ist, als die mit der Ausführung verbundene Ungenauigkeit. Man darf daher den besagten Abstand $AM = c = l$ setzen, d. h. man kann annehmen, daß die erwähnte Mittellage M zwischen den Stellungen für die Todtlagen zusammenfällt mit der Mitte M_0 des ganzen Weges $C_3 C_4 = 2e$, welchen der Bolzen C und der Schieber überhaupt durchläuft, während das Excenter zwischen den äußersten Lagen E_3 und E_4 sich bewegt. Die Entfernung MM_0, welche zwischen diesen beiden Mittellagen thatsächlich vorhanden ist, rührt, wie aus dem Vorhergehenden folgt, aus der beschränkten Länge der Excenterstange her und wird um so kleiner, je größer diese Länge l im Vergleich zur Excentricität e gewählt wird. Die hier und im Folgenden gemachte Annahme, daß diese Abweichung gleich Null sei, kommt auf die Annahme einer unendlich langen Lenkerstange hinaus, und der Zapfen C nimmt hierbei diese Mittelstellung ein, wenn das Excentermittel nach E_m in die Normale zur Schubrichtung getreten ist.

Denkt man sich nun die Kurbel aus ihrer Todtlage AB_1 um einen beliebigen Winkel $B_1AB = \omega$ gedreht, wodurch das Excentermittel aus E_1 in die Lage E gelangt, so hat sich der Schieber unter der gemachten Voraussetzung einer sehr langen Excenterstange aus seiner mittlern Stellung um die Größe AE_0 nach rechts bewegt, wenn E_0 die Projection von E auf B_1B_2 ist, d. h. der Ausschlag von der Mitte ist allgemein durch

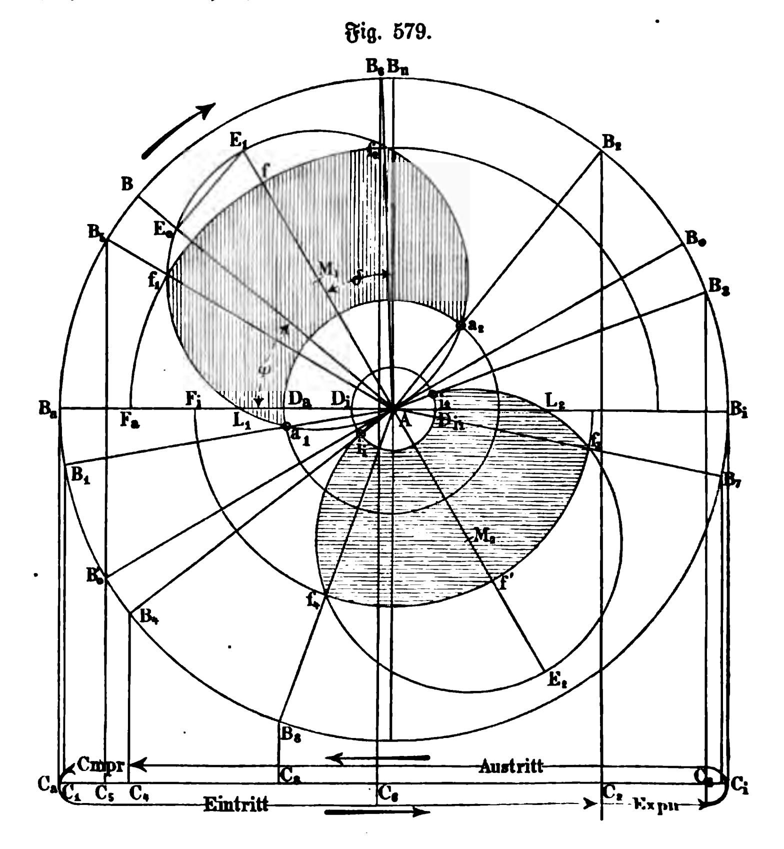
$$s = e \cos(90^0 - \delta - \omega) = e \sin(\delta + \omega)$$

gegeben. Dieser Ausdruck gilt, wie man sich leicht überzeugt, für jeden beliebigen Werth von ω zwischen 0 und 360^0 und ein negatives Zeichen desselben, welches sich einstellt, wenn ω zwischen $180^0 - \delta$ und $360^0 - \delta$ gelegen ist, bedeutet einen Ausschlag des Schiebers nach der linken Seite von M, während die positiven Werthe von s Verschiebungen nach rechts ausdrücken. Der Schieber steht in seiner mittlern Stellung für $s = 0$, d. h. für $\omega = 180 - \delta$ und $\omega = 360 - \delta$, während der größte Ausschlag nach rechts dem Werthe $\omega = 90 - \delta$ und nach links dem Drehungswinkel $\omega = 270 - \delta$ zukommt.

Man kann sich von der Vertheilung des Dampfes durch ein einfaches Diagramm in folgender Weise ein deutliches Bild verschaffen. Der Ausdruck $s = e \cos (90^0 - \delta - \omega)$ bedeutet die rechtwinkelige Projection

der Excentricität e auf eine unter dem Winkel $90^0 - \delta - \omega$ dagegen geneigte Gerade. Beschreibt man daher um A in Fig. 579 einen Kreis mit einem Halbmesser AB, welcher nach einem verjüngten Maßstabe den Kurbelhalbmesser r vorstellt, trägt an den die beiden Todtpunkte B_a und B_i aufnehmenden Durchmesser den Winkel $B_a A E_1 = 90 - \delta$ an und macht

Fig. 579.



$AE_1 = e$, so findet man für irgend eine Kurbelstellung AB den Ausschlag des Schiebers aus der Mitte in der Projection AE_0 der Excentricität AE_1 auf die Kurbelrichtung AB, denn es ist $AE_0 = AE_1 \cos(90 - \delta - \omega)$. Denkt man sich diese Construction für alle möglichen Drehungswinkel ω von 0 bis 360° ausgeführt, so liegen die Fußpunkte E_0 sämmtlich auf den Umfängen zweier Kreise vom Durchmesser $AE_1 = AE_2 = e$, deren Mittelpunkte M_1 und M_2 auf der durch A gezogenen Geraden $E_1 E_2$ liegen, welche unter dem Winkel $90 - \delta$ gegen die Schubrichtung $B_a B_i$ geneigt ist. Die gemeinschaftliche Tangente $B_0 B_0'$ an diese Kreise giebt diejenigen

beiden Kurbelstellungen AB_0 und AB'_0, für welche der Ausschlag des Schiebers gleich 0 ist, d. h. für welche der Schieber seine mittlere Stellung einnimmt, und für jede andere Kurbelrichtung AB erhält man den zugehörigen Ausschlag des Schiebers aus der Mitte in derjenigen Sehne AE_0, welche auf dieser Richtung AB von einem der beiden Kreise E abgeschnitten wird. Es ist auch leicht zu erkennen, daß der obere Kreis E_1 den Ausschlag des Schiebers nach rechts angiebt, welcher der Kurbelbewegung durch den Halbkreis $B'_0 B_a B_0$ zugehört, während die Sehnen des untern Kreises E_2 die Verschiebungen nach links vorstellen, wie sie während der Kurbelbewegung durch den Halbkreis $B_0 B_i B'_0$ vorkommen. In der Todtlage AB_a der Kurbel ist demgemäß eine Verschiebung des Schiebers nach rechts um die Länge $AL_1 = \lambda$ vorhanden, und folglich ist die Voröffnung des linken Eintrittscanals daselbst durch

$$o_a = \lambda - d_a = L_1 D_a$$

gegeben, wenn man die äußere Deckung d_a gleich AD_a macht. Ebenso erhält man in $L_1 D_i = o_i$ die Eröffnung des rechten Austrittscanals, wenn man die innere Deckung d_i gleich AD_i macht. Denkt man sich um A Kreise mit den Halbmessern AD_a und AD_i beschrieben, so erhält man durch die Punkte a_1, a_2, i_1 und i_2, in welchen diese Kreise von den Kreisen E_1 und E_2 geschnitten werden, diejenigen Kurbelstellungen, in denen die Verschiebung des Schiebers aus der Mitte gerade den Betrag der äußern beziehungsweise der innern Deckung erreicht hat. Diesen Kurbelstellungen entspricht daher der Beginn oder das Ende der Eröffnung des Eintritts oder beziehungsweise des Austritts. Faßt man nur die eine Cylinderseite links vom Kolben ins Auge, so ergiebt die Figur das Folgende. In der Todtstellung der Kurbel AB_a, wenn der Kolben die äußerste linke Stellung erreicht hat, findet der Dampf eine Oeffnung gleich $o_a = L_1 D_a$ vor, welche schon während der vorhergegangenen Drehung der Kurbel von B_1 nach B_a entstanden ist. Der Canal bleibt darauf dem eintretenden Dampfe geöffnet bis zu der durch a_2 gegebenen Kurbelstellung AB_2, in welcher der Eintritt verschlossen ist. In Folge dessen findet bei weiterer Kurbeldrehung eine Expansion des Dampfes hinter dem Kolben statt, welche so lange anhält, bis der Cylinder mit dem Austrittsrohre in Verbindung gebracht wird. Dies findet in der durch i_2 bestimmten Kurbelstellung B_3 statt, für welche der Schieber gerade um den Betrag d_i der innern Deckung nach links verschoben ist. Der Bogen $B_3 B_i$ entspricht daher dem sogenannten Voraustritte des Dampfes. Der Austritt findet nun ununterbrochen bis zu der durch i_1 bestimmten Stellung der Kurbel in AB_4 statt, in welchem Zeitpunkte eine Compression des noch zurückgebliebenen Dampfes beginnt. Diese Compression dauert bis zu der Stellung der Kurbel in AB_1, für welche der

Canal bereits dem Kesseldampfe aufs Neue eröffnet wird, worauf der beschriebene Vorgang sich wiederholt. Zeichnet man noch um A als Mittelpunkt die beiden Kreise durch F_a und F_i mit den bezüglichen Halbmessern $d_a + a$ und $d_i + a$, so geben die Schnittpunkte f_1, f_2, f_3 und f_4 dieser Kreise mit denjenigen E_1 und E_2 diejenigen Stellungen der Kurbel an, in denen der Canal um seine ganze Breite a für den Eintritt und beziehungsweise für den Austritt geöffnet ist. Der Canal ist daher während der Drehung der Kurbel durch den Winkel $f_1 A f_2$ für den Eintritt und während der Drehung durch $f_3 A f_4$ für den Austritt gänzlich eröffnet, und die beiden in der Figur schraffirten Flächen zwischen den Kreisen E, F und D lassen für jede Kurbelstellung die Weite der zugehörigen Canalöffnung erkennen. Die obere vertical schraffirte Fläche gilt dabei für den Eintritt und die untere horizontal schraffirte Fläche für den Austritt des Dampfes.

Es ist auch leicht, für jede Kurbelstellung die zugehörige Verschiebung des Kolbens zu bestimmen. Wollte man auch hierfür die Neigung der Lenkerstange gegen die Schubrichtung vernachlässigen, so hätte man einfach die einzelnen Lagen des Kurbelzapfens B auf eine zur Schubrichtung parallele Gerade $C_a C_i$ zu projiciren, wie es in der Figur geschehen ist. Wenn man jedoch die Kolbenstellungen genauer unter Berücksichtigung der beschränkten Schubstangenlängeu ermitteln will, so hat man die vorstehend angeführten genauen Formeln für die Verschiebung des Kreuzkopfes (s. auch Thl. III, 1, das Kurbelgetriebe) zu benutzen, oder man kann sich für eine graphische Ermittelung des im Folgenden angegebenen Müller'schen Diagramms bedienen.

Aus den in die Figur eingeschriebenen Bezeichnungen ergiebt sich der Vorgang der Dampfvertheilung für die eine (linke) Seite des Kolbens, und es gelten für die andere (rechte) Kolbenseite unverändert die nämlichen Betrachtungen. Das hier angeführte Diagramm ist zuerst mit etwas anderer Herleitung von Zeuner*) angegeben, welcher die beiden Kreise E_1 und E_2 die Schieberkreise und die Kreise D_a und D_i die Deckungskreise nennt.

Während man für die Schieberbewegung immer die Länge der Excenterstange als unendlich groß annehmen darf, da, wie vorstehend nachgewiesen, die damit verbundene Ungenauigkeit immer sehr klein ist, so genügt eine solche Annäherung meist nicht mehr für die Bestimmung der Kolbenbewegung, indem hierbei die Länge l der Lenkerstange immer eine verhältnißmäßig geringere ist, welche etwa zu $5r$ bis $6r$, nur selten $7r$ bis $8r$ angenommen wird, unter r den Kurbelhalbmesser verstanden. Bei einer Länge $l = 5r$ befindet sich der Kolben, wenn die Kurbel um 90° vom todten Punkte aus gedreht ist, von der Axe nach dem Vorangegangenen in einem Abstande gleich

*) Siehe Zeuner, Die Schiebersteuerungen.

$$l \cos \gamma = l \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l}\right)^2} = l \sqrt{\frac{24}{25}} = 0{,}9798\, l,$$

während dieser Abstand unter Annahme einer unendlich langen Lenkerstange zu l sich ergiebt. Der mit dieser Annahme verbundene Fehler beziffert sich daher zu

$$0{,}0202\, l = 0{,}0404\, r$$

oder zu etwa 2 Proc. des ganzen Kolbenlaufes $2r$, welcher Betrag groß genug ist, um in vielen Fällen eine genauere Bestimmung des Kolbenweges nöthig zu machen.

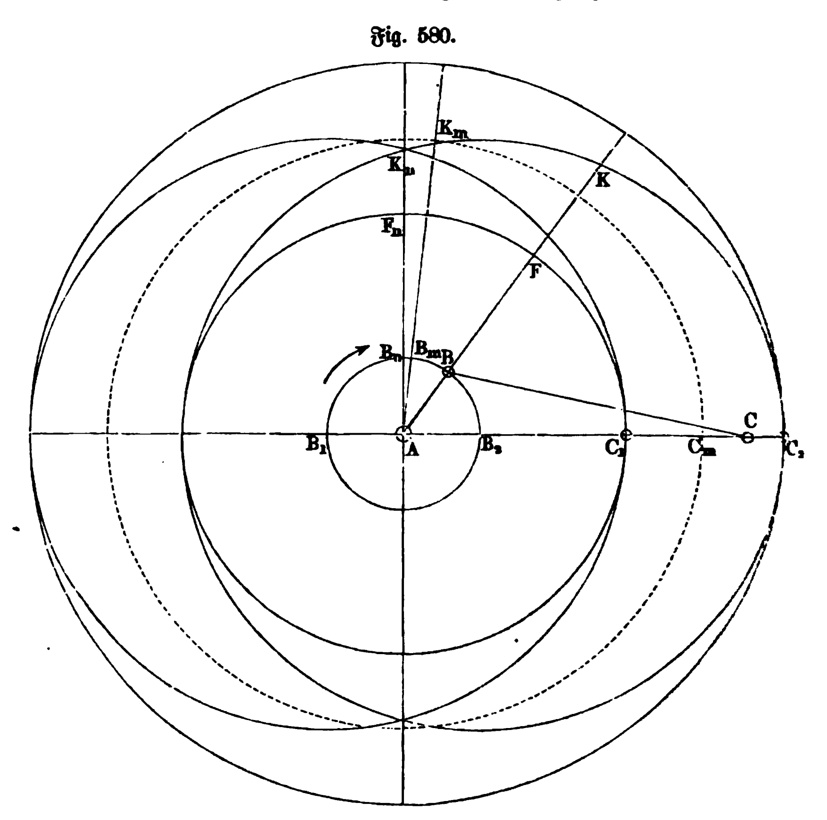
Da eine ausführliche Berechnung des Kurbelgetriebes in Thl. III, 1 gegeben ist, so soll hier nur noch angeführt werden, wie man in einfacher Weise durch ein Diagramm den zu jeder Kurbelstellung zugehörigen Kolbenstand bestimmen kann. Hierzu eignet sich vorzüglich das von Müller*) angegebene Diagramm, welches sich in folgender Art ergiebt. Ist AB, Fig. 580 (a. f. S.), eine Kurbel von der Länge r, welche bei ihrer Drehung im Sinne des Pfeiles mittelst der Lenkerstange $BC = l$ den Kreuzkopf und damit den Kolben zwischen C_1 und C_2 um die Länge $2r$ hin- und herbewegt, so denke man sich dem ganzen Getriebe in allen seinen Theilen eine zusätzliche Drehung ertheilt, welche gleich und entgegengesetzt der Kurbeldrehung ist. Durch diese Hinzufügung wird, wenn sie auf alle Theile, also auch auf das Gestell und den Cylinder sich erstreckt, an der relativen Bewegung der einzelnen Theile gegen einander nichts geändert. Die Kurbel selbst kommt durch diese zusätzliche Bewegung vollständig in Ruhe und es entsteht dadurch aus dem Kurbelmechanismus das Getriebe der sogenannten rotirenden Kurbelschleife, welche als eine kinematische Umkehrung des gewöhnlichen Schubkurbelgetriebes anzusehen ist (s. Thl. III, 1). Denkt man sich dabei etwa die Kurbel in der Todtlage AB_2 stehend, so beschreiben die beiden Endpunkte C_1 und C_2 der Geradführung, zwischen denen der Kreuzkopf C sich bewegt, zwei um A concentrische Kreise, während der Kreuzkopf oder Endpunkt der Lenkerstange den um B_2 mit dem Radius l gezeichneten Kreis K durchläuft. Es ist nun ohne Weiteres klar, daß dieser von Müller sogenannte Distanzkreis K für jede Kurbelrichtung auf dem zwischen den Kreisen C_1 und C_2 gelegenen Stücke die relative Lage des Kolbens angiebt. So folgt beispielsweise für die Kurbelstellung AB die Verschiebung des Kreuzkopfes von C_1 gleich FK. Zeichnet man noch durch die Mitte C_m zwischen C_1 und C_2 den um A concentrischen Kreis, so findet man daher mittelst des Durchschnittes K_m desselben mit dem Distanzkreise diejenige Kurbelstellung AB_m, für welche der Kolben genau in der Mitte seines

*) Civilingenieur, Bd. 7, S. 347.

Weges sich befindet. Man erkennt aus der Figur, daß diese Kurbelstellung um mehr als 90° von der Todtlage AB_1 absteht und daß der zur Schubrichtung senkrechten Kurbelstellung AB_n eine Verschiebung des Kolbens von C_1 entspricht, welche durch $F_n K_n$ dargestellt ist, und welche den oben angegebenen Formeln gemäß kleiner ist als der halbe Kolbenhub r.

Dieses Diagramm, welches in einfacher Weise die genauen Kolbenwege ergiebt, ist besonders für die Untersuchung der Bewegung des Dampfkolbens

Fig. 580.

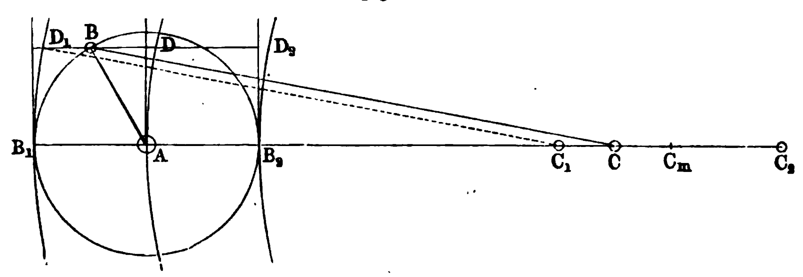


geeignet, wofür wegen der geringen Länge der Lenkerstange die Zeichnung noch genügend bequem ausführbar ist. Für die Schieberbewegung dagegen ist es kaum nöthig, von diesem Diagramm Gebrauch zu machen, weil hierbei der Einfluß der Stangenlänge, wie gezeigt, ganz unbedeutend ist, und die Anwendung des Müller'schen Diagramms in diesem Falle zur Herstellung sehr großer Zeichnungen nöthigt, wenn aus denselben die verlangten

Größen mit einiger Sicherheit entnommen werden sollen. Die spitzen Winkel, unter welchen hierbei der Distanzkreis die um A beschriebenen Kreise schneidet, erschweren besonders die genaue Feststellung der einzelnen Kurbellagen.

Man kann übrigens auch noch in einer andern Art die Bewegung des Kolbens genau darstellen, wie sie von Schorch*) angegeben ist. Man denke sich zu dem Zwecke wieder die Kurbel in der Lage AB, Fig. 581, wofür der Kreuzkopf in C steht, und beschreibe um C_1 als Mittelpunkt mit der Länge $l = BC$ der Lenkerstange einen Kreisbogen, welcher durch B_1 gehen muß. Wenn man in diesem Kreisbogen den mit BC parallelen Radius $C_1 D_1$ zieht, so ist das Viereck CBD_1C_1 ein Parallelogramm, weil die beiden Seiten BC und $D_1 C_1$ parallel und gleich sind. Daraus folgt dann, daß auch BD_1 parallel der Schubrichtung und gleich dem Wege $C_1 C$

Fig. 581.



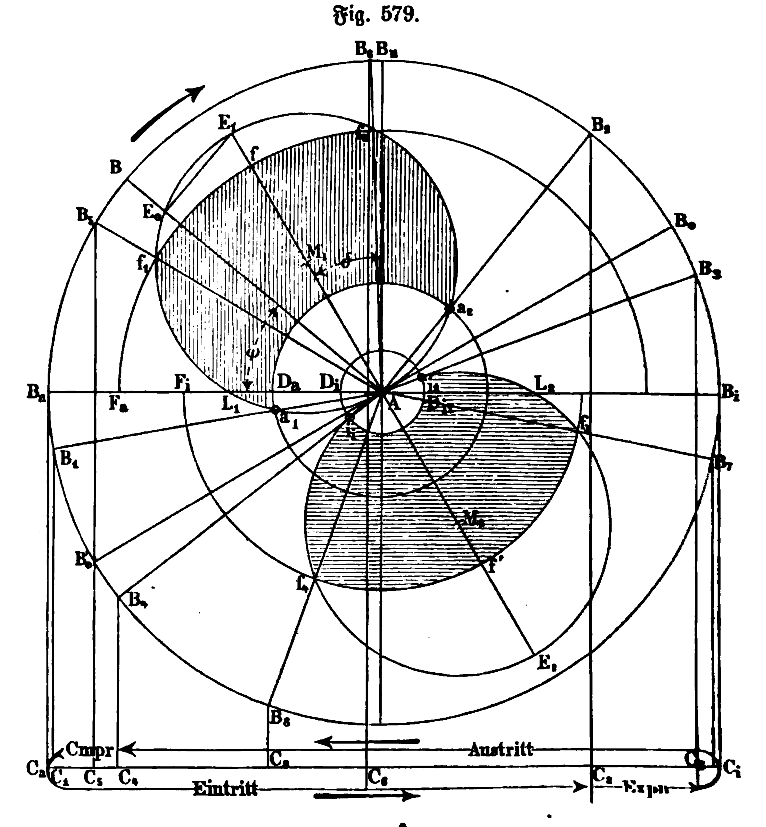
sein muß, welchen der Kreuzkopf von seiner äußersten Lage C_1 zurückgelegt hat, wenn die Kurbel um den Winkel B_1AB gedreht ist. Zeichnet man auch noch um C_2 und die Mitte C_m zwischen C_1 und C_2 die beiden Kreisbögen durch B_2 und A mit dem Halbmesser $l = BC$, so erhält man ebenso auf der durch B mit $B_1 B_2$ parallel gezogenen Geraden in BD_2 den Abstand des Kolbens von der äußersten Lage in C_2 und in BD den Abstand von der mittlern Kolbenstellung. Da diese Beziehung für jede beliebige Kurbelstellung AB gilt, so folgt daraus die einfache Regel, daß die parallel der Schubrichtung gemessenen Abstände der Kurbelwarze B von den drei gedachten Kreisen durch B_1, B_2 und A die genauen Entfernungen des Kolbens von den äußersten und der mittlern Stellung desselben angeben. Daß diese Kreise unter der Voraussetzung unendlich langer Lenkerstangen in gerade, in B_1, B_2 und A auf der Schubrichtung senkrechte Linien übergehen, folgt unmittelbar. Hierauf ist das von Müller angegebene Diagramm für die Schieberbewegung begründet, von welchem A. Fliegner eine ausgedehnte

*) Ztschr. d. Ver. deutscher Ingenieure, 1867.

Anwendung zur graphischen Behandlung der Umsteuerungen der Locomotiven*) gemacht hat. Auch das von Reuleaux angegebene Diagramm läßt sich aus der Fig. 581 herleiten.

§. 287. **Fortsetzung.** Die Betrachtung der Fig. 579 läßt leicht die Einflüsse erkennen, welche die einzelnen Elemente, wie Voreilungswinkel, Excentricität, innere und äußere Deckung, auf die Vertheilung des Dampfes ausüben. In

Fig. 579.



dem todten Punkte B_a der Kurbel ist der Schieber der Figur zufolge um die Größe der linearen Voreilung $\lambda = AL_1$ aus seiner mittlern Stellung nach rechts verschoben, und es ist in diesem Augenblicke eine Oeffnung des Eintrittscanales vorhanden, welche durch $L_1 D_a = \lambda - d_a$ dar-

---

*) Die Umsteuerungen der Locomotiven in rein graphischer Behandlung von Albert Fliegner.

gestellt ist. Wäre die äußere Deckung d_a gerade gleich der linearen Voreilung λ, so würde der Canal im todten Punkte sich gerade zu öffnen beginnen. Da aber, wie schon bemerkt, die Eröffnungen schon früher ihren Anfang nehmen, der Dampf also dem Kolben noch vor Beendigung seines Laufes entgegentreten soll, so hat man unter allen Umständen die äußere Deckung d_a kleiner anzunehmen als das lineare Voreilen λ. Die Eröffnung des Canales geschieht demzufolge schon in der durch a_1 festgelegten Kurbelstellung AB_1, so daß dem von rechts ankommenden Kolben auf dem letzten Stücke $C_1 C_a$ seines Weges schon der frische Kesseldampf entgegentritt.

Wenn die Kurbel ihre Drehung mit gleichförmiger Geschwindigkeit vollführt, so ist unmittelbar nach Ueberschreitung des todten Punktes die Bewegung des Kolbens nur langsam, da die Kolbengeschwindigkeit von dem Werthe Null im todten Punkte nur allmälig zunimmt, während der Schieber in dieser Stellung mit verhältnißmäßig großer Geschwindigkeit sich bewegt, und daher sogleich beim Beginn der Kolbenbewegung die Canäle schnell aufgerissen werden. Man erkennt dieses Verhalten daraus, daß die betreffende, von A ausgehende Sehne des Schieberkreises sehr schnell wächst, wenn dieselbe aus der Todtlage AB_a im Sinne des Pfeiles gedreht wird. In Folge hiervon ist denn auch der Canal in seiner ganzen Breite dem eintretenden Dampfe bereits geöffnet, wenn die Kurbel die durch den Punkt f_1 bestimmte Stellung AB_5 eingenommen hat, in welcher Stellung der Kolben nur etwa den Weg $C_a C_5$ zurückgelegt hat. Dieses schnelle Oeffnen des Dampfcanals ist eine sehr gute Eigenschaft der hier betrachteten Steuerung, indem in Folge hiervon die sogenannte Drosselung des Dampfes, d. h. die Hindurchführung desselben durch verengte Querschnitte, nur in geringem Maße auftritt. Solche Drosselung ist immer möglichst zu vermeiden, da mit derselben stets eine Spannungsermäßigung und Verkleinerung der Leistung verbunden ist.

Die Figur zeigt, daß der Canal für den eintretenden Dampf vollständig geöffnet bleibt, während die Kurbel den Winkel $B_5 A B_6$ durchläuft, also der Kolben sich von C_5 bis C_6 verschiebt. Der Schieber hat während dieser Zeit sogar größere Verschiebungen erhalten, als zur vollständigen Eröffnung nur nöthig sind, was zur Folge hat, daß die äußere (linke) Kante des Schieberlappens noch um eine gewisse Größe über die innere Kante des Canals nach rechts hin zurückgegangen ist, so daß man wohl von einer Ueberöffnung des Schiebers spricht, welche ihren größten Betrag $E_1 f = e - (a + d_a)$ in der Kurbelstellung AE_1, also bei einem Drehungswinkel von $B_a A E_1 = 90 - \delta$ erlangt, für welchen die Excentricität in die Lage AB_i gekommen ist und der Schieber seinen größten Ausschlag nach rechts angenommen hat.

Bei der weiteren Drehung der Kurbel über AB_6 hinweg beginnt der Schieber den Canal für den eintretenden Dampf wieder zu schließen, so daß in der Kurbelstellung AB_2 der vollständige Abschluß eingetreten ist. Für die Geschwindigkeit dieses Verschlusses sind wiederum die Sehnen des Schieberkreises zwischen Af_2 und Aa_2 maßgebend, und man erkennt auch, daß der Winkel B_6AB_2, um welchen sich die Kurbel während des Abschließens dreht, gerade gleich dem Winkel B_1AB_5 ist, der dem Eröffnen zukommt. Der Kolben hat sich jedoch während des Abschließens um die viel größere Strecke C_6C_2 bewegt, so daß also der Schluß im Vergleich mit der Kolbenbewegung verhältnißmäßig langsam erfolgt, womit eine gewisse Drosselung des Dampfes verbunden ist, welche auch durch das Indicatordiagramm (siehe weiter unten) angezeigt wird.

Der in dem Cylinder abgesperrte Dampf wirkt nun durch seine Ausdehnung treibend auf den Kolben bis zu der Kurbelstellung AB_3, in welcher der Schieber aus seiner mittlern Lage, die er in der Kurbelstellung AB_0 inne hat, um die Größe $Ai_2 = d_i$ der innern Deckung nach links verschoben ist. Von diesem Augenblicke an, in welchem der Kolben die Stellung C_3 einnimmt, kann der Dampf entweichen nach der freien Luft oder dem Condensator, und es stellt sich daher hinter dem Kolben eine Spannung des Dampfes ein, welche die atmosphärische oder die des Condensators nur wenig übertrifft. Dies wird insbesondere durch die schnelle Eröffnung des Austrittscanals bewirkt, welche während der Drehung der Kurbel um B_3AB_i oder während der Verschiebung des Kolbens um die geringe Länge C_3C_i von Null bis auf den Betrag $D_{i_1}L_2 = \lambda - d_i$ sich vergrößert. Bereits in der durch f_3 bestimmten Kurbelstellung AB_7 ist der Canal für den Austritt gänzlich geöffnet und bleibt dies während Bewegung der Kurbel nach AB_8 oder des Kolbens nach C_8. Jetzt beginnt der Abschluß der Austrittsöffnung, welcher in der Kurbelstellung AB_4 beendet ist. Für die Geschwindigkeit des Oeffnens und Schließens der Austrittsöffnung sind wieder die Veränderungen maßgebend, welche die Sehnen des untern Schieberkreises in den Winkeln i_2Af_3 und f_4Ai_1 erleiden, und es gelten hierfür, sowie in Betreff der Ueberöffnung E_2f' des Austrittscanals ganz ähnliche Betrachtungen wie sie vorstehend für den Eintritt angestellt wurden. Von der Kolbenstellung C_4 an, bei welcher die Austrittsöffnung verschlossen ist, wird nun der noch in dem Cylinder befindliche Dampf so lange comprimirt, bis in der Stellung der Kurbel in AB_1 und des Kolbens in C_1 der frische Kesseldampf wieder Zutritt erhält und dem Kolben während des letzten Wegtheiles von C_1 nach C_a entgegentritt. Von hier an wiederholen sich die Vorgänge genau in derselben Folge und es ist auch klar, daß für die rechte Kolbenseite alle Verhältnisse dieselben sind wie für die linke, nur daß die entsprechenden Kurbelstellungen sämmtlich um 180° von den hier für die linke Seite betrachteten

abweichen. Aus den vorstehenden Bemerkungen ergiebt sich, daß durch die dem Diagramm der Fig. 579 zugehörige Steuerung der Dampf einer Expansion ausgesetzt wird, welche, wenn man hier von den schädlichen Räumen absieht, durch das Verhältniß der Kolbenwege $C_a C_2$ zu $C_a C_3$ dargestellt ist, und daß in gleicher Weise zwischen C_4 und C_1 eine Compression des zurückgebliebenen Dampfes in dem Verhältnisse $C_a C_4$ zu $C_a C_1$ stattfindet. In welcher Weise die schädlichen Räume zu berücksichtigen sind, die besonders bei der Compression einen erheblichen Einfluß ausüben, ist leicht zu erkennen.

Man ersieht aus der Figur, daß es nicht möglich ist, mit der betrachteten Steuerung eine einigermaßen erhebliche Expansion zu erreichen, ohne gleichzeitig eine beträchtliche Compression des Dampfes in Kauf nehmen zu müssen. Man kann nämlich eine Veränderung des Expansionsverhältnisses erzielen durch eine Veränderung entweder der äußern Ueberdeckung d_a oder des Voreilungswinkels δ oder der Excentricität e.

Vergrößert man unter Beibehaltung aller übrigen Elemente die äußere Deckung d_a, also den Halbmesser AD_a des bezüglichen Kreises, so rückt der Punkt B_2 nach links, was einem frühern Abschlusse des Dampfes und somit einem größern Expansionsgrade entspricht. Man muß indeß bemerken, daß mit einer größern äußern Deckung d_a auch entweder eine vergrößerte Excentricität e oder ein größerer Voreilungswinkel δ angenommen werden muß, wenn die lineare Voröffnung denselben Werth $D_a L_1$ beibehalten soll. Mit einer größern Excentricität $e = AE_1$ rückt aber die Kurbelstellung AB_2, bei welcher der Abschluß erfolgt, wieder nach rechts, so daß der Abschluß wieder entsprechend verzögert wird, während eine größere Voreilung den Winkel $B_n A E_1$ vergrößert, so daß damit der Punkt i_1 oder die Kurbellage AB_4 bedeutend weiter nach rechts rückt als die Kurbelstellung AB_1. In Folge dessen wird wieder die Compression beträchtlich größer und hierdurch der Widerstand des Kolbens in unzulässiger Weise vermehrt, wie auch die Voröffnung früher stattfinden würde. Aus diesen Gründen darf man bei den gewöhnlichen Dampfmaschinen die Voreilung, Excentricität und die äußere wie innere Deckung nicht über gewisse erfahrungsmäßige Werthe wachsen lassen.

Nach Zeuner wählt man für gewöhnlich den Voreilungswinkel δ zwischen 10^0 und 30^0, die Excentricität e zwischen 50 und 80 mm und die Breite der Dampfeintrittscanäle zwischen 30 und 50 mm, wobei man 3 bis 6 mm äußeres Voröffnen geben kann. Nach v. Reiche soll man die Excentricität für langsam gehende Dampfmaschinen $e = a + d_i$, dagegen für schnell gehende $e = a + d_a$ machen, im erstern Falle wird der Canal nur für den Austritt, im letztern für den Eintritt ganz geöffnet. Danach wäre zu machen:

Füllung	δ	d_a	d_i	e	für:
0,91	20^0	$\frac{e}{4}$	$\frac{e}{12}$	$\frac{12}{11}a$	kleine Kolbengeschwindigkeit.
				$\frac{4}{3}a$	große "
0,80	30^0	$0,4\,e$	$\frac{e}{10}$	$\frac{10}{9}a$	kleine "
				$\frac{5}{3}a$	große "

Die Weite a_0 des mittlern oder Austrittscanals hat man so groß zu machen, daß auch in der äußersten Schieberstellung noch eine Ausgangsöffnung gleich der Canalweite a verbleibt, und dazu ist (nach Fig. 577) eine Weite von mindestens

$$e + d_i + a - d_s = a_0$$

erforderlich, wenn d_s die Stärke des Steges zwischen zwei Canälen bedeutet, welche man zu

$$d_s = 0,5\,a + 10 \text{ mm}$$

annehmen kann. Die Canalweite a ergiebt sich aus dem Querschnitte f der Dampfcanäle, welchen man so zu bestimmen hat, daß die Geschwindigkeit des Dampfes einen gewissen Werth nicht übersteigt. Diese Geschwindigkeit soll man nach v. Reiche passend zu 30 m für den eintretenden und zu 10 m für den austretenden Dampf annehmen. Ist daher F der Querschnitt des Dampfcylinders und v die durchschnittliche Kolbengeschwindigkeit in Metern pr. Secunde, so hat man den Querschnitt der Dampfcanäle für den Eintritt zu $f = F\,\frac{v}{30}$ und für den Austritt zu $f_0 = F\,\frac{v}{10}$ zu machen. Ist b die Breite der Dampfcanäle, welche man je nach den Umständen zu $4\,a$ bis $10\,a$ annimmt, so hat man

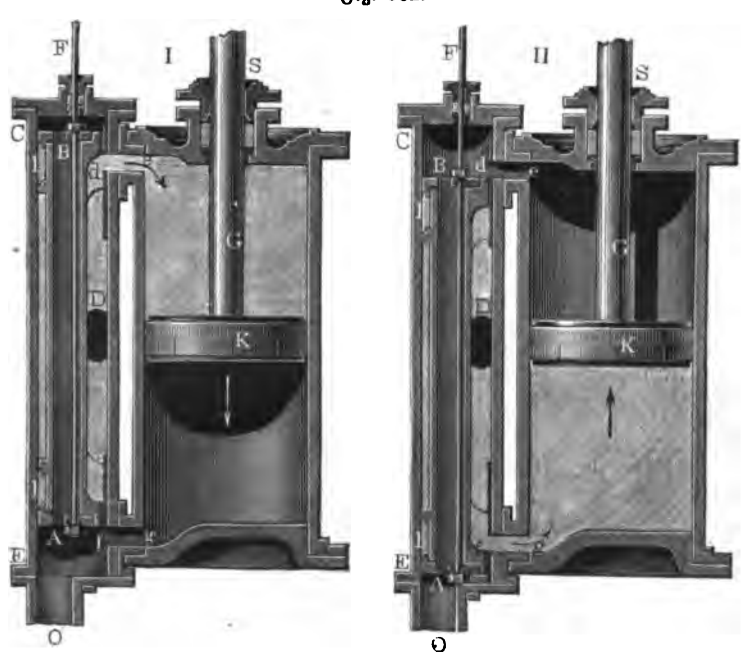
$$f = ab = 4\,a^2 \text{ bis } 10\,a^2$$

zu setzen, woraus a sich ergiebt. An einem Beispiel soll die Rechnung weiter unten erläutert werden.

§. 288. **Entlastete Schieber.** Da der Muschelschieber durch den Druck des den Schieberkasten anfüllenden Dampfes mit großer Kraft gegen die Gleitfläche oder den Schieberspiegel gepreßt wird, so entsteht hierdurch eine bedeutende Reibung, welche bei der Bewegung des Schiebers überwunden

werden muß. Diese Reibung verzehrt bei den gewöhnlichen Dampfmaschinen einen erheblichen Theil von der Arbeit des Dampfes, welchen man beispielsweise für Locomotiven zu etwa 6 Proc. der gesammten Arbeit angiebt. Um diese Reibung zu verringern, hat man sich vielfach bestrebt, sogenannte entlastete Schieber, d. h. solche auszuführen, welche nur mit geringer Kraft gegen den Schieberspiegel gepreßt werden. Eine solche Entlastung darf niemals eine vollkommene sein, denn zum Dichtschließen ist immer eine gewisse Pressung des Schiebers gegen den Schieberspiegel erforderlich. Aus dem Grunde haben sich denn solche Schieber, welche eine

Fig. 582.

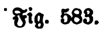


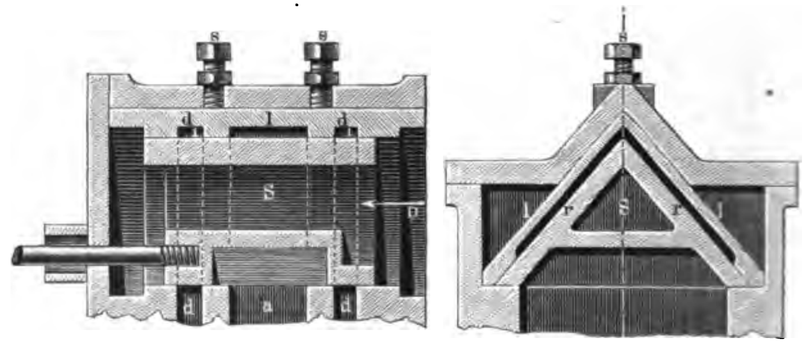
vollständige Entlastung gewähren, wie z. B. die Kolbenschieber (s. Fig. 403), nicht bewährt.

Dem Kolbenschieber ähnlich ist der röhrenförmige D-Schieber, Fig. 582. Bei demselben umgiebt der durch D eingeführte frische Kesseldampf die Röhre AB, welche an beiden Enden zu Kolben von D-förmigem oder halbkreisförmigem Querschnitte ausgebildet ist, deren ebene Flächen die Canäle d und f entsprechend öffnen und verschließen, während durch die Liderungen l ein dampfdichter Abschluß gegen die halbcylindrische Dampfkammer erreicht wird. Der abgehende Dampf tritt durch O nach dem Conden-

sator, und zwar dient die Röhre, um dem aus dem obern Canale e austretenden Dampfe (in II) den Abgang nach O zu gestatten. Da hierbei der Schieber ringsum vom Dampfe umgeben ist, so findet eine Pressung des erstern gegen den Schieberspiegel gar nicht statt, in Folge dessen wird zwar die Reibung geringer, auf einen dampfdichten Schluß aber auch nicht zu rechnen sein.

Ein Vorzug der durch Fig. 582 dargestellten Anordnung muß jedoch darin erkannt werden, daß hierbei die Dampfcanäle de und fg nur kurz sind, daher der schädliche Raum viel geringer ausfällt, als bei dem gewöhnlichen Muschelschieber, bei welchem die Dampfcanäle eine größere Länge annehmen. Inwiefern dieser schädliche Raum, welcher bei jedem Spiele neu mit Dampf anzufüllen ist, zu Verlusten führt, wird sich weiter unten bei der Berechnung der Dampfmaschinen ergeben. Jedenfalls ist es zweckmäßig, die schädlichen Räume so klein als möglich zu machen, und man hat deswegen


Fig. 583.



auch bei Anwendung des gewöhnlichen Muschelschiebers eine Theilung desselben in zwei besondere Schieber vorgenommen, welche durch eine gemeinschaftliche Schieberstange bewegt werden, und von denen jeder die Dampfvertheilung für einen der beiden Canäle besorgt.

Eine gleichfalls auf dem Princip des Kolben- oder Röhrenschiebers beruhende Einrichtung zeigt der entlastete Schieber von Jobin, Fig. 583. Der in Gestalt eines dreiseitigen Prismas gebildete Röhrenschieber S gleitet mit seiner Basis auf dem Schieberspiegel, während die beiden Rückenflächen r durch eine dagegen gepreßte winkelförmige Liderungsplatte l abgedichtet werden. Der bei D eintretende frische Dampf füllt das Innere des Schiebers und die Dampfkammer zu beiden Seiten der Platte l aus, so daß aus dem Dampfdrucke eine Belastung des Schiebers nicht hervorgeht, und zwar auch dann nicht, wenn der Schieber einen der Dampfcanäle d abschließt, da die in der Dichtungsplatte l angebrachten Aussparungen d_1 auch für

diesen Fall eine Entlastung bewirken. Der abgehende Dampf gelangt durch die Schieberhöhlung nach dem Canale *a*. Zur Erzeugung des dichten Schlusses soll die Liderungsplatte *l* mittelst der Schrauben *s* gegen den Schieber gedrückt werden, die Schwierigkeit hierbei besteht nur darin, daß diese Platte *l* gleichzeitig auf dem Rücken *r* des Schiebers und auf dem Schieberspiegel dicht schließen muß, was auf die Dauer kaum zu erreichen sein dürfte.

Die besseren Schieberentlastungen beruhen entweder darauf, daß man einen bestimmten Theil der Schieberoberfläche der Einwirkung des Dampfdruckes gänzlich entzieht, oder daß man den Dampfdruck auf eine bestimmte Fläche durch ein unterstützendes Organ aufnimmt. Nach dem erstern Principe erreicht man beispielsweise eine Entlastung, wenn man den Schieber *S*, Fig. 584, mit seinem Rücken dampfdicht gegen den Deckel *D* des Schieberkastens treten läßt, eine Einrichtung, die aber ihre großen praktischen Schwierigkeiten hat, nicht nur, weil dabei der Deckel *D* nachstellbar gemacht werden muß, sondern auch, weil die verschiedene Ausdehnung der einzelnen Theile in Folge von Temperaturveränderungen zu Klemmungen oder zum Undichtwerden Veranlassung giebt.

Fig. 584.



Besser ist in dieser Beziehung die Entlastung, wie sie durch Fig. 585 angedeutet ist. Auf dem Rücken des Muschelschiebers *S* ist hierbei eine

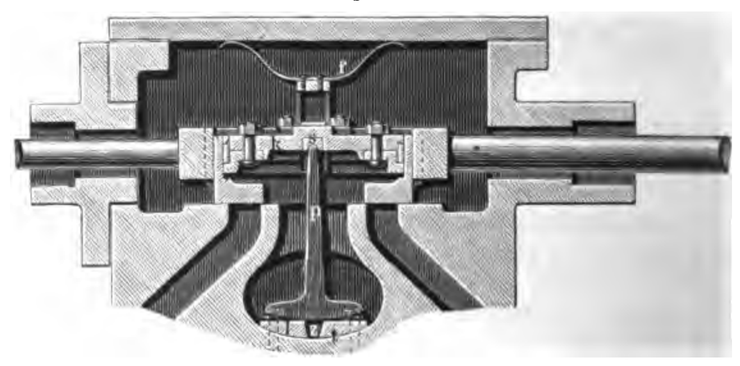
Fig. 585.



kreisförmige Nuthe angebracht, in welche ein Metallring *R* eingelegt ist, der durch eine untergelegte Feder gegen den eben gehobelten Deckel *D* des Schieberkastens gedrückt wird. Bezeichnet *r* den Halbmesser dieses Ringes, so wird vermöge dieser Anordnung die dem Dampfdrucke ausgesetzte Fläche des Schiebers um die Größe πr^2 verkleinert, und man hat es daher in der Hand, durch geeignete Größe des Ringes *R* die Entlastung bis zu einem beliebigen Grade vorzunehmen. Der Raum *o* innerhalb des Ringes ist

durch eine Durchbohrung des Schieberrückens mit der Höhlung *O* des Schiebers in Verbindung gebracht worden, um den durch etwaige Undichtheiten des Ringes *R* in diesen Raum eintretenden Dampf abzuführen. Man ersieht hieraus, wie bei einer ungenügenden Dichtung des Ringes ein namhafter Dampfverlust eintreten muß, welcher die Vortheile der Entlastung verringern oder ganz aufheben kann. Es mag bemerkt werden, daß jeder Dampfcanal *d* in Fig. 585 in zwei Ausmündungen d_1 und d_2 verästelt ist, und daß dem entsprechend der Muschelschieber eine solche Gestalt erhalten muß, vermöge deren sowohl der Eintritt des Dampfes aus dem Schieberkasten stets durch beide Oeffnungen geschehen kann, wie auch zum Entlassen des gebrauchten Dampfes jederzeit beide Oeffnungen mit der Schieberhöhlung *O* in Verbindung treten müssen. Man wählt diese Anordnung bei

Fig. 586.



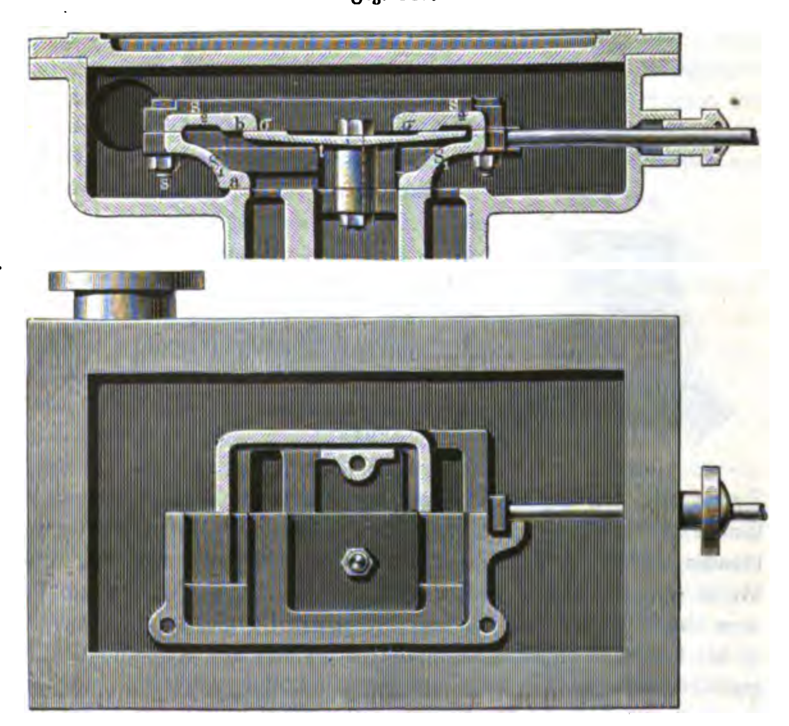
großen Maschinen mit weiten Dampfcanälen, um dabei die Schieberbewegung kleiner machen zu können.

Bei dem von Lindner angegebenen Schieber, Fig. 586, ist die Entlastung durch eine kreisförmige Scheibe *k* bewirkt, welche in eine entsprechende Bohrung des Schiebers mit einem Liderungsringe nach Art eines Kolbens dampfdicht eingesetzt ist und welche ihre Stütze auf einem Walzenpendel *p* findet, das bei der Bewegung des Schiebers sich mit seiner cylindrischen Stützfläche auf der Stahlplatte *t* abwälzt. Hiernach wird der auf den Kolben *k* entfallende Dampfdruck direct durch die Pendelstütze aufgenommen, daher der Schieber um diesen Druck entlastet wird. Die Liderung des Kolbens *k* ist nur mit Rücksicht auf die allmälige Abnutzung des Schiebers nöthig, da bei der Bewegung eine Verschiebung des Kolbens in dem Schieber nicht stattfindet, insofern der Stützpunkt *s* des Kolbens wegen der cylindrischen Fläche des Pendels *p* stets denselben Abstand von der Stützbahn *t* behält. Der in einen Einschnitt der Bahn *t* eingreifende

Zahn z soll nur die richtige Lage des Pendels erhalten. Die Feder f verhindert das Abklappen des Schiebers, wenn der Dampf vom Schieberkasten abgestellt ist und die Maschine doch bewegt wird, wie es bei den Locomotiven vorkommt.

Eine andere, durch Fig. 587 veranschaulichte Einrichtung von Schaltenbrand*) bewirkt die Entlastung in ähnlicher Weise, wie es bei den sogenannten Doppelsitzventilen geschieht, nämlich durch Anordnung von zwei verschiedenen unterstützenden Flächen. Man ersieht aus der Figur, daß

Fig. 587.



der Schieber aus zwei durch Schraubenbolzen s zusammengehaltenen Theilen S_1 und S_2 besteht und gleichzeitig mit der untern Fläche a auf dem Schieberspiegel und mit einer obern innern Fläche b auf der Stützplatte t gleitet. Diese Stützplatte t ist, wie aus Fig. 587 II. ersichtlich, im Grundriß rechteckig gebildet und man erkennt leicht, daß die Entlastung des Schiebers dem

*) Dingler's polyt. Journal 1862.

Dampfdrucke gleichkommt, welcher auf eine zwischen den dichtenden Kanten σ enthaltene Fläche wirkt. Diese Construction dürfte sich durch ihre verhältnißmäßige Einfachheit, sowie wegen des Wegfalls aller Liderungen vor den anderen Constructionen besonders auszeichnen. Man wird annehmen können, daß die beiden Gleitflächen sich während des Betriebes gleichmäßig dicht schleifen, da bei dem Eintreten einer größern Abnutzung an der einen Fläche der Druck auf die andere steigen muß, so daß hierdurch von selbst eine Ausgleichung und ein Dichtschleifen eintritt.

Man hat auch wohl anstatt der geradlinig bewegten Schieber solche mit rotirender Bewegung ausgeführt, welche als Kreisschieber auftreten, wenn der abschließende Theil die Form einer ebenen Scheibe erhält. Solche Kreisschieber sind erfahrungsmäßig nicht dicht zu erhalten, weil die Wege und daher die Abnutzungen an den einzelnen Stellen den verschiedenen Abständen von der Axe entsprechend verschieden groß ausfallen. Giebt man dem abschließenden Theile dabei die Form eines Kegelstumpfes, welcher sich in einem genau passenden kegelförmigen Gehäuse bewegt, so entstehen die Hähne, von denen der bekannte Vierwegehahn bei den ersten Dampfmaschinen zur Steuerung benutzt, aber bald durch bessere Organe ersetzt wurde. Auch hat man Hähne so eingerichtet, daß ihre Wirkungsweise mit derjenigen des Muschelschiebers übereinstimmt. Dieser Art ist der Schwartzkopf'sche Drehschieber, Fig. 588. Der durch die axialen Canäle D zuströmende Dampf tritt je nach der Stellung des Schiebers abwechselnd durch die Canäle A und B über oder unter den Dampfkolben, wogegen der gebrauchte Dampf durch dieselben Canäle zurückkehrend nach dem Einschnitte C des Schiebers geleitet wird, um durch E zu entweichen. Um einen einseitigen Druck des Drehschiebers gegen das Gehäuse zu vermeiden, ist der diametrale Canal zwischen DD angebracht und dem Einschnitte C gegenüber eine Elidirung oder Ausſparung vorhanden, wie der Schitko'sche Hahn bei den Wassersäulenmaschinen sie hat (s. §. 148). Die Einrichtung der Drehschieber bei den Corlißmaschinen wird weiter unten angegeben werden.

Fig. 588.



Auch die conischen und cylindrischen Drehschieber leiden an dem Uebelstande eines baldigen Undichtwerdens, besonders wenn dieselben einer Oscillation abwechselnd nach der einen oder andern Richtung unterworfen sind, weniger fühlbar tritt der Uebelstand bei solchen Schiebern auf, welche vermöge ihrer Construction die Steuerung durch Drehungen ermöglichen, die stets in demselben Sinne erfolgen.

Entlastete Schieber überhaupt haben nur verhältnißmäßig wenig Anwendung gefunden. Abgesehen von der in der Regel complicirten Einrichtung ist es schwierig, die Dichtung an zwei Flächen gleichmäßig zu erhalten, wie dies meistens erforderlich ist, und bei unvollkommenem Abschlusse führt gar leicht ein directes Entweichen von Dampf aus dem Schieberkasten nach dem Abblaserohre zu Arbeitsverlusten, welche die Ersparnisse überwiegen, die durch die Verkleinerung der Reibung erzielt werden können. Wie schon bemerkt, ist eine vollständige Entlastung überhaupt mit dem Erforderniß eines dichten Abschließens nicht vereinbar, und es darf die Entlastung auch deshalb nicht zu weit getrieben werden, weil sonst leicht ein Abheben des Schiebers von dem Spiegel eintritt, sobald im Innern des Cylinders eine erhebliche Compression auftritt, wie dies insbesondere bei Locomotiven oft vorkommt. Bei vielen Entlastungsschiebern ist es außerdem schwierig, besondere Expansionsschieber anzubringen, deren Anwendung mit Rücksicht auf möglichst vortheilhafte Ausnutzung der Dampfkraft von hervorragender Bedeutung ist.

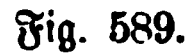
Expansionsschieber. Es wurde in den §§. 286 u. 287 gezeigt, daß der gewöhnliche Muschelschieber die Erreichung nur geringer Expansionsgrade ermöglicht, da mit einem verfrühten Abschlusse des frischen Dampfes auch eine vorzeitige Absperrung der Austrittsöffnung und damit eine starke Compression des gebrauchten Dampfes verbunden ist. Aus diesem Grunde kann man mit dem Muschelschieber nur eine Expansion im Verhältniß von etwa 4 : 3 erreichen, entsprechend einer Anfüllung des Cylinders mit frischem Dampfe im ungefähren Betrage von $^3/_4$ seines ganzen Inhalts. §. 289.

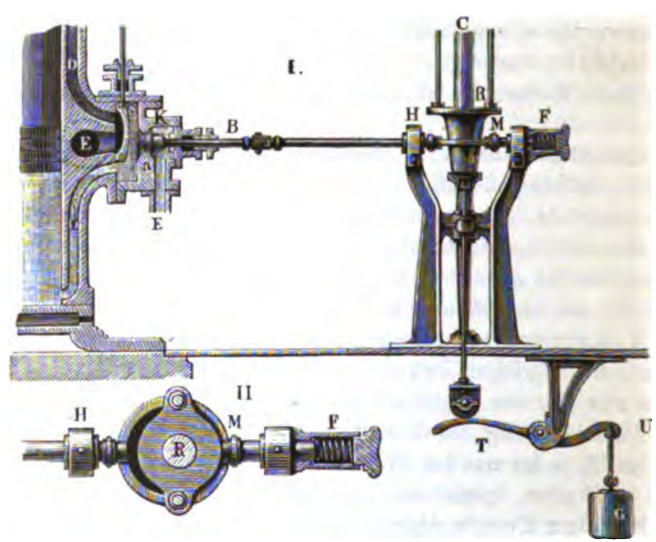
Da nun aber eine möglichst hohe Expansion die erste Bedingung für eine große Arbeitsleistung des Dampfes, also für eine sparsame Verwendung desselben ist, so hat man den Mitteln, welche dazu dienen, höhere Expansionsgrade zu erzielen, immer eine ganz besondere Aufmerksamkeit zugewandt. Bei denjenigen Dampfmaschinen, bei denen man für den Eintritt und für den Austritt gesonderte Canäle und daher auch gesonderte, also im Ganzen vier Abschlußorgane anordnet, ergiebt sich von selbst, daß man zur Erreichung eines gewünschten Expansionsgrades nur die Abschlußvorrichtungen der Eintrittscanäle in der gehörigen Kolbenstellung zu verschließen hat, während die Austrittscanäle annähernd während des ganzen Kolbenlaufes offen gehalten werden. Diese Steuerungen werden weiter unten näher besprochen werden.

Bei den Maschinen jedoch, welche, wie die bisher betrachteten, nur zwei abwechselnd für den Ein- und Austritt dienende Canäle haben; behält man den besprochenen Muschelschieber zwar bei, fügt demselben aber noch ein zweites Abschlußmittel hinzu, welches zu beliebiger Zeit den Abschluß des frischen Dampfes gestattet, ohne den Austritt des gebrauchten zu beeinflussen.

Dieses Mittel besteht jetzt fast immer in einem zweiten, dem sogenannten Expansionsschieber, früher wurde zu dem Zwecke wohl auch ein Ventil, das sogenannte Expansionsventil verwendet, welches in dem Dampfzuführungsrohre angebracht, einen Abschluß dieses Rohres gestattete.

Die Einrichtung einer solchen Steuerung mit Expansionsventil, wie sie von Meyer angewendet worden ist, läßt sich aus Fig. 589 erkennen. Der Dampfcylinder ist hier mit den beiden Dampfcanälen D versehen, welchen der Dampf durch den gewöhnlichen Muschelschieber S in der besprochenen Weise zugeführt wird. Auf dem Deckel der Schieberkammer K ist das Kegelventil a angebracht, welches den Zutritt von frischem Dampf aus dem


Fig. 589.



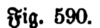
Rohre E in den Schieberkasten gestattet oder unterbricht, je nachdem es geöffnet oder geschlossen ist. Hierzu wird die Bewegung des Expansionsventils a mittelst der durch eine Stopfbüchse gedichteten Stange BHM bewirkt, welche zu einer rahmenartigen Erweiterung HM ausgebildet ist und am Ende mit einem Stifte in das Gehäuse der Feder F hineintritt. Der Druck dieser Feder hält das Ventil für gewöhnlich geschlossen, es wird aber geöffnet durch den mit zwei diametralen Längsrippen versehenen Kamm R, welcher auf der verticalen Welle C angebracht, an der Drehung derselben theilnehmen muß. Wenn diese Welle von der Kurbelwelle der Dampfmaschine angetrieben, mit dieser gleich viel Umdrehungen macht, so muß vermöge dieser Anordnung bei jeder Umdrehung, also bei jedem Doppelhube

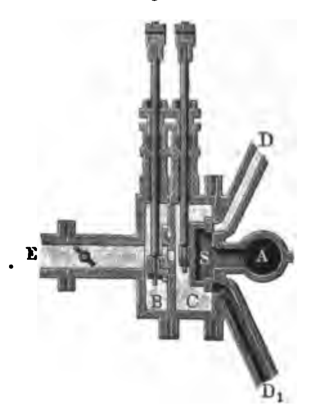
des Dampfkolbens zweimal das Ventil durch die besagten daumenförmigen Rippen geöffnet werden. Der Dampf findet daher während dieser Eröffnung Eintritt und es ist leicht ersichtlich, daß der Eintritt um so länger andauert, je größer die Erstreckung der Daumen im Umfange gemessen ist. Wenn man daher diese Daumen in verschiedener Höhe verschieden breit ausführt, so hat man gleichzeitig ein Mittel, den Füllungsgrad veränderlich zu machen, indem hierzu nur eine entsprechende Verschiebung des Kammes R auf der Welle C nöthig ist. Diese Verschiebung ist bei der abgebildeten Steuerung einem auf der Welle C angebrachten Schwungkugelregulator übertragen, an dessen Hülse (s. Thl. III, 1) der Kamm R durch zwei Stangen gehängt ist, so daß er den Verschiebungen der Hülse folgen muß. Bei einer Steigerung der Umdrehungszahl über die normale steigt R empor und hält wegen der nach unten hin schmaler werdenden Rippen das Expansionsventil nur während kürzerer Zeit geöffnet, so daß die Maschine wegen geringerer Füllung ihren Gang ermäßigt und umgekehrt. Zur Erleichterung dieser Bewegung ist das Gewicht des Kammes R und der Regulatorhülse mit Hülfe des Hebels TM durch das Gegengewicht G ausgeglichen.

Die hier dargestellte Einrichtung läßt die Art und Weise erkennen, in welcher man überhaupt in neuerer Zeit bei allen besseren Dampfmaschinen den Regulator eine Veränderung der Expansion bewirken läßt, welche Wirkung, wie schon oben angegeben wurde, der in früherer Zeit gebräuchlichen Regulirung durch eine im Dampfrohre angebrachte Drosselklappe weit vorzuziehen ist. Die zu dem Behufe hier gewählte Anordnung eines auf dem Deckel des Schieberkastens angebrachten Expansionsventils kann jedoch eine zweckmäßige nicht genannt werden. Abgesehen nämlich von den Stoßwirkungen, denen der ganze Apparat bei schnellem Gange der Maschine durch die häufigen Bewegungen des Ventils ausgesetzt ist, welches für jede Umdrehung der Maschine zweimal geöffnet und zweimal geschlossen werden muß, und in Folge wovon bald ein todter Gang zwischen den einzelnen Betriebstheilen herbeigeführt wird, ist auch die Art der Dampfvertheilung hierbei eine unvortheilhafte. Nach dem jedesmaligen Verschluß nämlich des Expansionsventils nimmt auch der in dem Schieberkasten befindliche Dampf an der Expansion und Spannungsverringerung Theil und es muß daher beim nachherigen Oeffnen des Ventils der Schieberkasten erst mit frischem Dampfe angefüllt werden, welcher mit großer Gewalt aus dem Dampfrohre einströmt. Mit jedem dieser Vorgänge ist ein namhafter Verlust verbunden, welcher darauf zurückzuführen ist, daß jedesmal der Uebergang einer gewissen Wärmemenge von dem heißen Kesseldampfe an den durch die Expansion abgekühlten Dampfe stattfindet und mit jedem solchen Uebergange nach §. 227 eine Verkleinerung des ausnutzbaren Wärmegefälles verbunden ist.

Man hat zwar den hier hervorgehobenen Uebelstand dadurch zu beseitigen gesucht, daß man das Ventil *a* nicht auf den Deckel des Schieberkastens, sondern auf dem Schieber *S* selbst angeordnet hat, aber die anderweiten Uebelstände dieser Steuerung, welche hierbei noch complicirter ausfällt, sind damit nicht gehoben. Aus diesen Gründen wird die Anwendung eines solchen Expansionsventils heute nicht mehr gewählt, und es dürfte diese Anordnung nur mehr ein historisches Interesse haben.

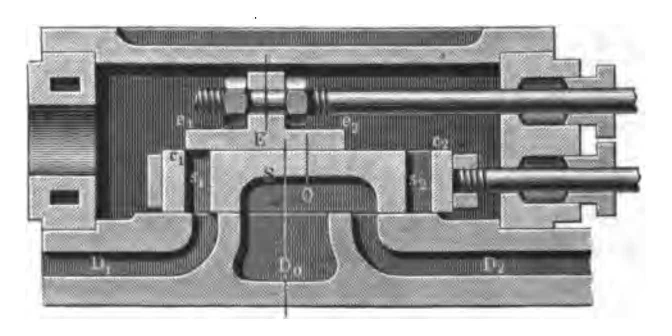
Dagegen ist die Anwendung eines zweiten oder Expansionsschiebers heute eine sehr verbreitete. Bei den ersten Steuerungen dieser Art ordnete man diesen, durch ein besonderes Excentrik bewegten Schieber *E* nach Fig. 590 in einem besondern Schieberkasten *B* an, so daß derselbe bei seiner Bewegung eine Oeffnung *o* abwechselnd frei ließ und verschloß, welche in der Zwischenwand zwischen der Kammer *B* des Expansionsschiebers und *C* des Vertheilungsschiebers *S* angebracht war. Es stellt sich bei dieser Einrichtung derselbe Uebelstand ein, welcher mit der Anordnung eines Expansionsventils verbunden ist, daß der die Schieberkammer *C* erfüllende Dampf stets an der Expansion Theil nimmt und diese Kammer immer von Neuem mit frischem Dampfe gefüllt werden muß. Hierzu gesellt sich der Nachtheil, daß der Steuerungsschieber *S* nur sehr schwer zugänglich ist. Daher findet man in neuerer Zeit fast allgemein die durch Fig. 591 dargestellte Einrichtung, bei welcher die gedachten Uebelstände einfach dadurch beseitigt sind, daß hier der Expansionsschieber *E* direct auf der eben gehobelten Rückenfläche des Vertheilungsschiebers *S* beweglich ist. Der hier angewandte Vertheilungsschieber *S* unterscheidet sich von dem gewöhnlichen Muschelschieber nur dadurch, daß er zum Durchlassen des Dampfes mit zwei senkrecht zu seinen Gleitflächen angeordneten Canälen s_1 und s_2 versehen ist, von denen jeder zur geeigneten Zeit durch eine der beiden Kanten e_1 oder e_2 des Expansionsschiebers *E* abgeschlossen werden kann. Der letztere besteht aus einer einfachen rechteckigen Platte, welche mittelst der Stange T_2 durch ein besonderes Excenter ihre hin- und hergehende Bewegung erhält. In der Figur sind die beiden Schieber so gezeichnet, daß die Kante e_1 gerade den Canal s_1 abzuschließen beginnt, wonach links von dem Kolben der abgesperrte Dampf durch Expansion zur Wirkung kommt, während der rechts vom Kolben befindliche Dampf ungehindert durch D_2


Fig. 590.



und O nach D_0 entweichen kann, da der Schieber S seine von links nach rechts gehende Bewegung noch nicht gänzlich beendet hat. Es ist leicht ersichtlich, daß bei der entgegengesetzten Kurbelstellung die andere Kante e_2 des Expansionsschiebers in gleicher Art den rechten Canal s_2 des Vertheilungsschiebers abschließt und daß man es in der Hand haben wird, diesen Abschluß jederseits gerade in dem gewünschten Kolbenstande stattfinden zu lassen, so daß man für den Füllungsgrad jeden beliebigen Werth, natürlich denselben Werth für beide Kolbenseiten, annehmen kann. Der Augenblick des Abschließens ist hierbei nicht nur abhängig von der Größe der Verschiebung des Expansionsschiebers, d. h. also von der Excentricität des zugehörigen Excenters, sondern auch von der Stellung dieses Excenters

Fig. 591.

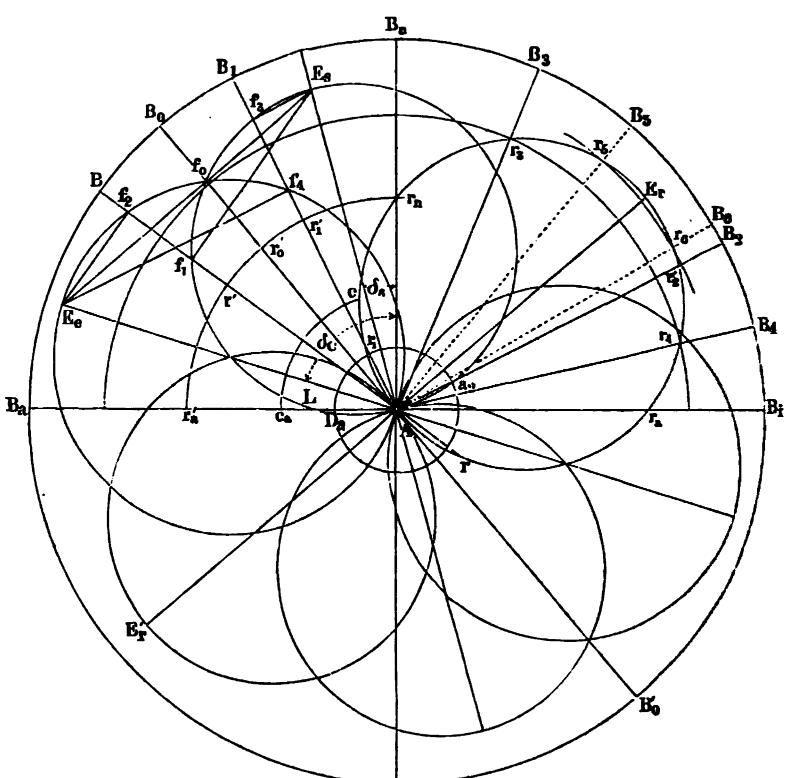


zur Kurbel und zum Excenter des Muschelschiebers, sowie auch von den Entfernungen $e_1 e_2$ und $c_1 c_2$ der abschneidenden Kanten. Man erlangt von dem Einflusse dieser Elemente wieder am einfachsten ein klares Bild durch Verzeichnung eines Diagramms mit Hülfe der in §. 286 besprochenen Zeuner'schen Schieberkreise.

Zu dem Ende bedeute jetzt e_s die Excentricität für das Excenter des Steuerschiebers S und e_e die Excentricität des Expansionsexcenters, ferner seien δ_s und δ_e die Voreilungswinkel dieser Excenter, so daß dieselben um die Winkel $90^0 + \delta_s$ und beziehungsweise $90^0 + \delta_e$ von der Kurbelrichtung abweichen. Für die Bewegung des Expansionsschiebers gelten nun dieselben Betrachtungen, wie für diejenige des Steuerungsschiebers, und man erhält daher auch die einer jeden Kurbelstellung zugehörige Verschiebung des Expansionsschiebers aus seiner Mittellage in der in die Kurbelrichtung fallenden Sehne des betreffenden Schieberkreises. Der letztere wird, wie derjenige für den Steuerungsschieber, erhalten, wenn man an die Todtlage der Kurbel den Winkel $90^0 - \delta_e$ im Sinne der Kurbeldrehung aufträgt und auf der so erhaltenen Geraden den Durchmesser für jeden der beiden Schieberkreise

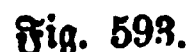
gleich der Excentricität e_s des Expansionsexcenters annimmt. Diese Construction ist in Fig. 592 ausgeführt, und zwar ist darin $AE_s = e_s$ und $AE_e = e_e$ gemacht worden, so daß die über diesen Längen als Durchmesser beschriebenen Kreise durch ihre von A ausgehenden Sehnen die Verschiebungen der beiden Schieber aus ihren mittleren Stellungen angeben. Zeichnet man auch noch um A mit der äußern Deckung $d_a = AD_a$ des Steuerungs-

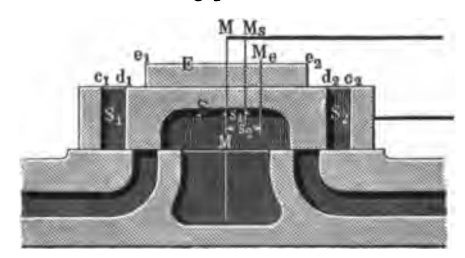
Fig. 592.



schiebers den Kreis durch D_a, so ist nach dem Frühern $LD_a = o_a$ die Voröffnung des linken Dampfeintrittscanals des Cylinders, und es wird dieser Canal in der Kurbelstellung Aa_2B_2 wieder verschlossen. Um nun die Wirksamkeit des Expansionsschiebers zu erkennen, sei in AB irgend eine beliebige Kurbelstellung angenommen. Für dieselbe ist dann $Af_1 = s_1$ die Verschiebung des Steuerschiebers aus seiner mittlern Lage und $Af_2 = s_2$ diejenige des Expansionsschiebers ebenfalls aus seiner mittlern Stellung.

Zeichnet man beide Schieber S und E in ihrer mittlern Lage, Fig. 593, so daß ihre Mittellinien mit der Mittellinie M zwischen den Canälen D zusammenfallen*), so erkennt man daraus, daß in Folge der gedachten Verschiebungen $s_1 = MM_s$ des Steuerungsschiebers und $s_2 = MM_e$ des Expansionsschiebers eine relative Verschiebung des letztern gegen den erstern um die Größe $s = M_sM_e = s_2 - s_1$ eingetreten ist, und zwar ist diese relative Verschiebung in dem betrachteten Falle, wo $s_2 > s_1$ ist, nach rechts gerichtet. Für $s_2 = s_1$, wie dies für die Kurbelstellung AB_0, Fig. 592, der Fall ist, wird die relative Verschiebung der Schieber gegen einander gleich Null, d. h. die Mitte M_e des Expansionsschiebers fällt mit der Mitte M_s des Steuerungsschiebers in einer Entfernung $s_0 = Af_0$ rechts von der Mitte M der Dampfcanäle zusammen. Wird $s_2 < s_1$, wie dies z. B. für die Kurbelstellung AB_1 der Fall ist, so deutet das negative Vorzeichen von $s = s_2 - s_1 = Af_4 - Af_3$ eine nach links gerichtete relative Verschiebung des Expansionsschiebers gegen den Steuerschieber an.


Fig. 593.



Die Differenz $s_2 - s_1$ der beiden Verschiebungen ist aus der Figur leicht zu entnehmen, wie die folgende Betrachtung lehrt. Verbindet man E_s mit E_e, so stellen für jede beliebige Kurbelstellung, wie z. B. für AB die Verschiebungen $s_1 = Af_1$ und $s_2 = Af_2$ die rechtwinkeligen Projectionen der Durchmesser AE_s und AE_e auf die Kurbelrichtung vor, und die Differenz $s_2 - s_1$ dieser beiden Projectionen ist stets gleich der Projection f_1f_2 der Verbindungslinie E_sE_e auf die Kurbelrichtung nach dem geometrischen Satze, wonach für jedes Dreieck die Projection einer Seite auf eine beliebige Richtung gleich ist der algebraischen Summe der Projectionen der beiden andern Dreiecksseiten auf eben dieselbe Richtung. In der Figur ist z. B. f_2f_1 die Projection von E_eE_s auf AB und f_4f_3 diejenige von E_eE_s auf AB_1. Man kann nun diese Projection der Verbindungslinie E_eE_s leicht als die Sehne eines dritten Paares von Schieberkreisen darstellen, deren Durchmesser man erhält, wenn man an A die Strecken AE_r und AE_r' parallel und gleich der Verbindungslinie E_eE_s anträgt. Man findet dann auf der Kurbelrichtung AB in Ar die Pro-

*) Diese Stellung einer gleichzeitigen Mittellage beider Schieber kommt übrigens in Wirklichkeit niemals vor.

jection von AE_r, welche nach der Construction gleich $f_2 f_1 = s_2 - s_1$ ist, und ebenso stellt Ar_1 die Größe $f_4 f_3 = s_2 - s_1$ für die Kurbelstellung AB_1 vor. Die Kurbelrichtung AB_0, für welche $s_2 = s_1$ ist, berührt die Kreise AE_r, entsprechend einer Länge der Sehne gleich Null. Es folgt hieraus, daß für irgend eine Kurbelstellung die auf der Richtung der Kurbel gelegene Sehne des Kreises AE_r die relative Verschiebung der beiden Schieber gegen einander ergiebt. Es ist auch ersichtlich, daß die durch $B_0 B'_0$ bestimmten Kurbellagen die Grenzen ergeben, welche die relativen Verschiebungen nach den beiden Seiten von einander scheiden, so daß einer Stellung der Kurbelwarze in $B_0 B_i B'_0$ eine Verschiebung nach links und einer Stellung in $B'_0 B_a B_0$ eine Verschiebung nach rechts entspricht. Die Kreise AE_r sind also als die der relativen Schieberbewegung entsprechenden anzusehen.

Nunmehr ist es leicht, für die betreffende Steuerung den Expansionsgrad, d. h. diejenige Kurbelstellung zu bestimmen, in welcher der Expansionsschieber den Durchgangscanal des Steuerschiebers abschließt. Aus der Fig. 593 nämlich erkennt man, daß der Abschluß des linken Durchgangscanals S_1 im Steuerschieber erfolgt, sobald die Kante e_1 des Expansionsschiebers über die Kante c_1 des Steuerschiebers getreten ist, d. h. also, wenn die relative Bewegung des erstern gegen den letztern nach links den Betrag des Abstandes $k = e_1 c_1$ dieser beiden Kanten in der Mittellage erreicht hat. Soll daher der Expansionsschieber in einer bestimmten Kurbelstellung z. B. in der mittlern AB_n den Dampf abschließen, so hat man den besagten Abstand k gleich der zugehörigen Sehne Ar_n des Kreises AE_r zu machen. Beschreibt man dann noch um A durch r_n den Kreisbogen $r_a r'_a$, so findet man den Abstand der Kanten c_1 und e_1 (Fig. 593) in den Kurbelstellungen: AB_a zu $r_a r'_a$; AB zu $r r'$; AB_0 zu Ar'_0; AB_1 zu $r_1 r'_1$ u. s. w. Macht man noch $r'_a c_a$ gleich der Weite c des Durchgangscanals $c_1 d_1 = c_2 d_2$ des Steuerschiebers (Fig. 593) und zeichnet durch c_a um A den Kreisbogen $c_a c$, so ist leicht zu erkennen, daß die Fläche $c_a c r_n r'_0 r'_a$ für jede Kurbelrichtung in der auf dieser gemessenen radialen Strecke die Eröffnung des Durchgangscanals im Steuerschieber ergiebt, und die Begrenzung cr_n dieser Fläche läßt ein Urtheil zu über die Geschwindigkeit, mit welcher der Abschluß erfolgt, der in der Kurbelstellung AB_n eintritt. Sollte in irgend einer andern Kurbelstellung, z. B. in AB_3, der Abschnitt des Dampfes erfolgen, so hätte man in derselben Weise den erwähnten Abstand k der abschneidenden Kanten gleich Ar_3 zu machen. Der um A durch r_3 gezeichnete Kreis schneidet den Schieberkreis E_r für die relative Bewegung in einem zweiten Punkte r_4, woraus man schließen muß, daß der linke Durchgangscanal, welcher in der Kurbelstellung AB_3 abgeschlossen wird, noch vor Ende des Kolbenlaufes, nämlich in der Kurbelstellung AB_4, bereits

wieder eröffnet wird. Dieser Umstand ist aber deshalb ohne Einfluß, weil, wie oben bemerkt wurde, bereits in der Kurbelstellung AB_2 der linke Dampfcanal durch den Steuerschieber geschlossen wird, aus diesem Grunde also, trotz der Eröffnung des linken Durchgangscanals, Dampf nicht in den Cylinder treten kann. Nur wenn dieser zweite Schnittpunkt vor r_3 also etwa nach r_6 fiele, d. h. wenn der Abstand k der abschließenden Canalränder gleich $Ar_5 = Ar_6$ gemacht wäre, würde, nachdem der Dampf in der Kurbelstellung AB_5 abgeschnitten ist, später, wenn die Kurbelwarze den Punkt B_6 überschreitet, zum zweiten Male Dampf in den Cylinder treten, bis in der Kurbelstellung AB_2 der Abschluß zum zweiten Male und zwar durch den Steuerungsschieber erfolgt. Eine derartige abnorme Wirkung läßt sich indeß immer durch geeignete Wahl der Verhältnisse ausschließen.

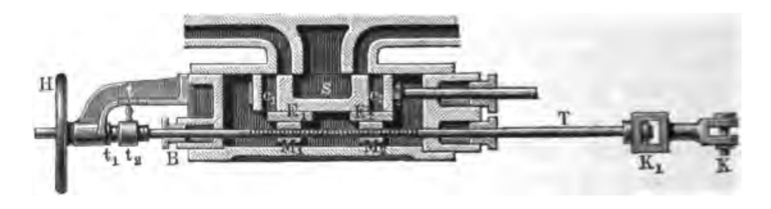
Eine nähere Untersuchung des Diagramms zeigt, daß man, bei geeigneter Wahl der Verhältnisse, insbesondere der beiden Excentricitäten und der Voreilungswinkel, es in der Hand hat, lediglich durch Veränderung des Kantenabstandes k eine Maschine mit allen Füllungen von 0 bis 1 arbeiten zu lassen. In Bezug auf die nähere Untersuchung muß auf das Werk von Zeuner über die Schiebersteuerungen verwiesen werden.

Fortsetzung. Aus dem Diagramm ist auch ersichtlich, daß diejenige §. 290.
Kurbelstellung, in welcher durch den Expansionsschieber der Abschluß des Durchgangscanals erfolgt, nicht nur von der Entfernung k der betreffenden Kanten, sondern auch von der Excentricität e_e und von dem Voreilungswinkel δ_e des Expansionsexcenters abhängig ist. Man kann daher den Augenblick des Abschließens und damit den Füllungsgrad des Cylinders, also die Größe der Expansion, durch Veränderung eines jeden dieser drei Elemente k, e_e und δ_e veränderlich machen. Es ist schon mehrfach erwähnt, daß es immer am vortheilhaftesten ist, eine Aenderung der von der Maschine zu leistenden Arbeit entsprechend den verschiedenen zu überwindenden Arbeitswiderständen durch eine Veränderung des Expansionsgrades zu erzielen. Aus diesem Grunde sind solche Steuerungsvorrichtungen, welche veränderliche Expansionsgrade leicht zu erreichen gestatten, von besonderer Bedeutung für alle diejenigen Dampfmaschinen, die sehr veränderliche Widerstände zu bewältigen haben, und dies ist bei den meisten Betriebsmaschinen in Fabriken der Fall. Diejenigen Steuerungen, welche die Veränderung des Füllungsgrades durch Aenderung der Excentricität e_e oder des Voreilungswinkels δ_e des Expansionsexcenters erreichen lassen, haben in der Praxis eine größere Anwendung nicht gefunden; es ist bei denselben die erreichbare Veränderung auch nur eine beschränkte, indem es nicht möglich ist, mit solchen Vorrichtungen alle Grade der Füllung von 0 bis 1 zu erzielen. Dagegen sind

diejenigen Einrichtungen sehr verbreitet, welche die Veränderung der Expansion durch Aenderung des Abstandes k der abschneidenden Kanten des Expansionsschiebers und des Durchgangscanals (e_1 und c_1 in Fig. 593) erreichen lassen. Zu diesem Zwecke ist bei diesen Steuerungen der Expansionsschieber aus zwei Theilen bestehend, welche durch einen geeigneten Stellapparat so bewegt werden können, daß die abschneidenden Kanten e dieser Theile einander genähert und von einander entfernt werden können, so daß der Abstand k einer solchen Kante von der betreffenden Kante c des Durchlaßcanals die erforderliche Größe annimmt. Die verbreitetste Steuerung dieser Art ist die Meyer'sche, welche folgende Einrichtung hat.

Auf dem Steuerungsschieber S, Fig. 594, welcher die aus dem Vorstehenden bekannte Anordnung mit zwei Durchgangscanälen c_1 und c_2 zeigt, bewegen sich zwei besondere, rechteckig geformte Expansionsschieberplatten E_1 und E_2, welche ihre übereinstimmende Bewegung wie ein einziges Stück von

Fig. 594.



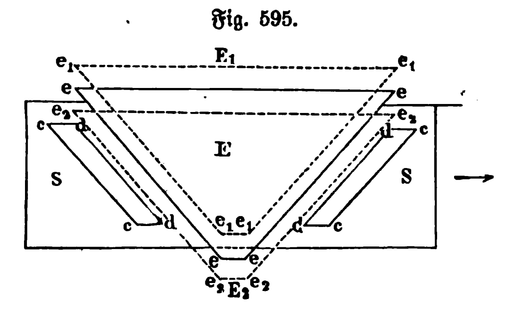
dem Expansionsexcenter mittelst der Stange T erhalten. Die Verkuppelung dieser Schieberplatten mit der Stange T ist durch zwei zwischen entsprechende Knaggen der Schieberplatten eingelegte Schraubenmuttern M_1 und M_2 bewirkt, für welche die Schieberstange T das zugehörige Schraubengewinde trägt. Da von diesen Gewinden das eine rechtsgängig und das andere linksgängig ist, so veranlaßt eine Drehung der Schieberstange T nach der einen oder andern Richtung die Muttern und die Schieberplatten, sich einander zu nähern oder von einander zu entfernen, und damit wird eine Veränderung des Abstandes k der abschneidenden Kanten e und c und hierdurch eine Veränderung des Expansionsgrades erzielt. Um eine solche Drehung der Schieberstange T unbeschadet ihrer hin- und hergehenden Bewegung jederzeit leicht zu ermöglichen, ist die Schieberstange T mit dem Kreuzkopfe K der Excenterstange bei K_1 drehbar verbunden und das hintere Ende der Stange T bei B durch eine zweite Stopfbüchse aus dem Schieberkasten herausgeführt. Das freie Ende dieser Stange führt sich mittelst einer Nuth und Feder in der langen Hülse t_1, welche in dem festen Lagerbocke t drehbar gelagert ist und an dem freien Ende das Handrad H trägt, an welchem die Verstellung der Schieberplatten jederzeit, auch während des Ganges der Maschine vor-

genommen werden kann. Um auch von außen die Stellung der Schieber gegen einander zu erkennen, ist das freie Ende der langen Hülse t_1 mit Schraubengewinde versehen, auf welchem die Mutter t_2 sich bei der Drehung von t_1 verschiebt, und man kann auf dem Führungsbocke t eine entsprechende Eintheilung anbringen, welche den einem jeden Stande von t_2 entsprechenden Füllungsgrad des Dampfcylinders angiebt. Wie schon vorstehend bemerkt worden, ist man auf diese Weise im Stande, durch eine Veränderung des mehrerwähnten Kantenabstandes k jede beliebige Füllung von 0 bis 1 zu erzielen. In den meisten Fällen der Ausführung wird man mit dem Füllungsgrade indessen nicht unter einen bestimmten Werth von etwa $^1/_4$ oder $^1/_5$ herabgehen. Für die Verhältnisse der Meyer'schen Steuerung gilt unmittelbar das Diagramm der Fig. 592, aus welchem leicht diejenigen Verschiebungen der Expansionsplatten gegen einander entnommen werden können, welche für bestimmte Expansionsgrade, d. h. für den Abschluß bei bestimmten Kurbelstellungen vorgenommen werden müssen.

Die Veränderung des Expansionsgrades geschieht bei der vorstehend besprochenen Steuerung durch die Hand des Wärters. Es ist nun aber für einen regelmäßigen Betrieb und zum Zwecke möglichster Ausnutzung der Dampfkraft wünschenswerth, die Veränderung des Expansionsgrades selbständig durch den Regulator vornehmen zu lassen. Eine hierzu dienende Anordnung, wie sie bei den weiter unten zu besprechenden Präcisionssteuerungen allgemein vorhanden ist, hat man auch bei den Schiebersteuerungen und insbesondere bei der Meyer'schen vielfach zur Anwendung gebracht. Bei der letztern stellt sich indessen der Uebelstand heraus, daß die Hülse des Regulators nicht direkt eine Drehung der Schieberstange bewirken kann, weil der Widerstand dieser Drehung zu groß ist, als daß er durch die dem Regulator innewohnende Energie überwunden werden könnte. Die ausgeführten Steuerungen dieser Art sind daher mit Vorrichtungen für eine indirekte Einwirkung des Regulators (s. Thl. III, 1) versehen, wobei die Hülse des Regulators nur die Verbindung eines von der Maschine selbst betriebenen Organes mit der zu drehenden Expansionsschieberstange herzustellen und beziehungsweise aufzuheben hat. Diese Steuerungen leiden indessen wieder an dem Uebelstande aller indirekten Regulirungen, daß ihre Wirkung nicht rechtzeitig erfolgt. Man hat daher, um eine direkte Wirkung des Regulators auf die Steuerung zu ermöglichen, die Meyer'sche Anordnung in der Weise verändert, daß man die Durchlaßcanäle des Steuerschiebers sowohl wie die abschneidenden Kanten des Expansionsschiebers nicht senkrecht, sondern geneigt gegen die Schieberstange gerichtet hat, so daß nunmehr die Veränderung des Kantenabstandes k durch eine zur Schieberstange senkrechte Verschiebung des Expansionsschiebers erreicht wird, welcher letztere in diesem Falle aus einem einzigen Stücke bestehen kann. Aus

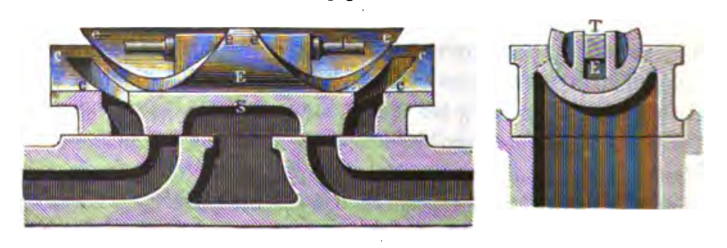
Fig. 595 wird diese Wirkungsweise deutlich. Hier sind die Mündungen der Durchlaßcanäle des Steuerungsschiebers S durch dc angedeutet, und dem Expansionsschieber E ist die Trapezform ee gegeben. Es ist ersichtlich, wie eine Verschiebung dieses Expansionsschiebers in der Richtung seiner Mittellinie nach E_1 oder E_2 eine Vergrößerung oder Verkleinerung des in der Richtung der Schieberbewegung gemessenen Abstandes zwischen den abschließenden Kanten e und c zur Folge hat.

Fig. 595.



Von den verschiedenen hierauf beruhenden Expansionssteuerungen hat die Rider'sche die größte Verbreitung gefunden. Hierbei ist die trapezförmige Expansionsplatte E zu einem um die Schieberstange concentrischen Cylinder gebogen, so daß die Kanten e die Gestalt von Schraubenlinien auf dieser Cylinderfläche annehmen. Selbstverständlich muß dann auch der Rücken des Steuerungsschiebers cylindrisch ausgehöhlt sein, und die Veränderung

Fig. 596.



der Expansion erfolgt dann durch eine von der Regulatorhülse bewirkte Drehung der Schieberstange des Expansionsschiebers, woran der letztere theilnehmen muß. Eine solche Steuerung zeigt Fig. 596, welche an sich klar sein dürfte. Hierbei gestattet die an der betreffenden Stelle prismatisch gestaltete Schieberstange T dem in einem Schlitze erfaßten Expansionsschieber E stets die dichte Berührung mit dem Steuerschieber S. Die Verdrehung der Stange behufs der Aenderung der Expansion bewirkt der Regulator mittelst eines auf die Schieberstange aufgesteckten Hebels, auf dessen

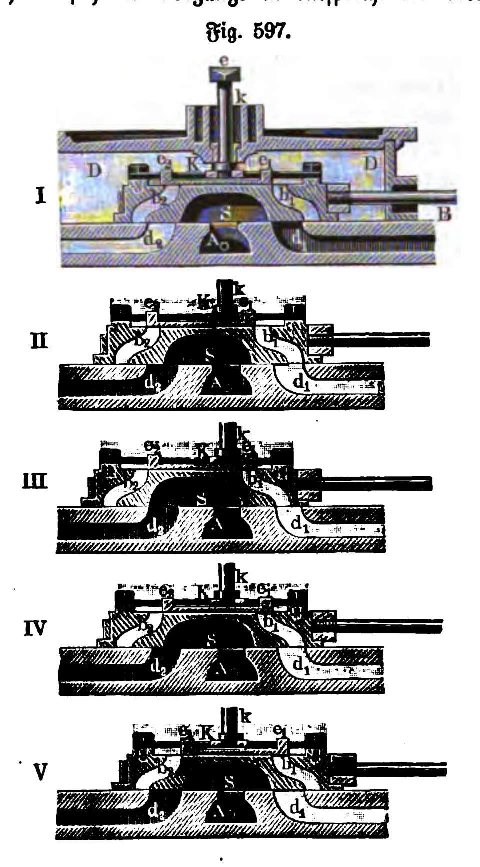
freies Ende die Bewegung der Regulatorhülse durch eine Zugstange übertragen wird. Diese Steuerung hat sich gut bewährt, so lange der Füllungsgrad nicht zu klein ist. Weil nämlich der Expansionsschieber durch den Dampfdruck während der Abschlußperiode fest gegen den Steuerungsschieber gepreßt wird, so ist der Regulator in der Regel nur im Stande, eine Drehung des Expansionsschiebers während derjenigen Zeit hervorzubringen, in welcher die Canäle geöffnet sind.

Man hat auch Steuerungen so ausgeführt, daß dabei der auf dem Rücken des Steuerungsschiebers liegende Expansionsschieber nicht durch einen besondern Excenter bewegt wird, sondern einfach von dem Steuerungsschieber mitgenommen oder mitgeschleppt wird, weshalb er in diesem Falle als Schleppschieber bezeichnet wird. Dieses Mitnehmen geschieht in Folge der Reibung, welche aus dem Drucke resultirt, mit dem der Expansionsschieber durch den Dampf gegen den Steuerungsschieber gepreßt wird. Vermöge dieser Anordnung nimmt der Expansionsschieber die gleiche Bewegung an wie der Steuerungsschieber, und es würde ein Abschluß der Durchgangscanäle des letztern daher nicht eintreten können, da eine relative Bewegung zwischen beiden Schiebern hierbei nicht stattfindet. Wenn man indessen den Schleppschieber in einem bestimmten Augenblicke, d. h. in einer bestimmten Stellung des Kolbens, an der Bewegung verhindert, so verschiebt sich der Steuerungsschieber gegen ihn und es erfolgt der Abschluß des betreffenden Durchlaßcanals. Das Festhalten des Expansionsschiebers wird hierbei durch Anstoßen desselben gegen einen festen Körper hervorgerufen, und wenn man den Anstoßpunkt dieses Körpers veränderlich macht, so ist damit die Möglichkeit gegeben, die Expansion zu verändern. Diese Steuerung führt nach ihrem Erfinder den Namen der Farcot'schen Steuerung.

Einen Schleppschieber von der hier angegebenen Einrichtung zeigen die Figuren 597 I. bis V. (a. f. S.). In I. ist der Steuerungsschieber S in seiner Mittellage gezeichnet, für welche Stellung der Dampfkolben nahezu am rechten Ende seines Weges angekommen ist. Der Expansionsschieber besteht aus einer ebenen Platte, welche an beiden Enden mit hervorstehenden Nasen e_1 und e_2 versehen ist, von denen abwechselnd die eine oder die andere gegen den feststehenden Daumen K anstößt. In I. ist dieser Schieber so gestellt, daß der Dampf aus dem Schieberkasten durch den Durchlaßcanal b_1 in das rechte Ende des Cylinders treten kann, sobald dem Steuerungsschieber durch sein Excenter eine nach links gerichtete Bewegung ertheilt worden, wie dies in II. angegeben ist. In dieser Stellung stößt die Nase e_1 des Expansionsschiebers gegen den Daumen K, so daß bei weiterer Bewegung des Steuerungsschiebers nach links der Canal b_1 unter dem Expansionsschieber sich verschiebt, und der Abschluß des Dampfes erfolgt, wie dies durch III. dargestellt ist. Der Kolben bewegt sich daher unter Einfluß des expandirenden Dampfes

weiter nach links, während der Steuerungsschieber nach Vollendung seines Hubes die entgegengesetzte Bewegung nach rechts annimmt, an welcher Bewegung nunmehr der durch den Dampfdruck angepreßte Expansionsschieber theilnimmt, wie IV. und V. zeigen. Hierbei bleibt fortwährend der Durchlaßcanal b_1 abgeschlossen. In Fig. V. ist der Steuerschieber, wenn der Kolben nahezu das linke Ende des Hubes erreicht hat, wieder in seine Mittellage zurückgekehrt, und bei seiner weitern Bewegung nach rechts wiederholen sich die Vorgänge in entsprechender Weise, indem hierbei die linke Nase e_2 gegen den Daumen K stößt. Auf die Abführung des gebrauchten Dampfes durch die Schieberhöhlung hindurch nach dem Abblaserohre A hat offenbar die Zugabe des Expansionsschiebers keinen Einfluß; diese Abführung geschieht ganz in derselben Weise wie bei der gewöhnlichen Steuerung mit dem einfachen Muschelschieber.

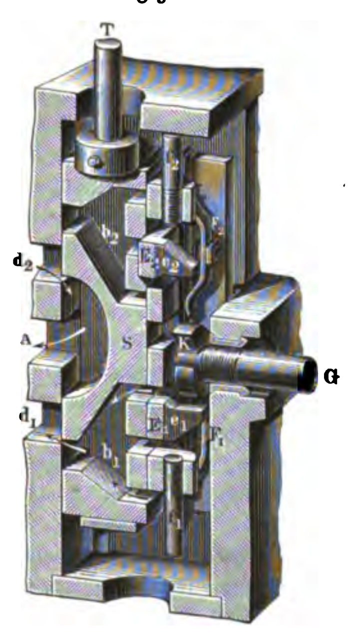
Fig. 597.



Der Anstoßkörper K besteht aus einer auf der Axe k befestigten unrunden Scheibe mit zwei diametral zu einander angeordneten symmetrischen Daumen. Es ist hieraus erkenntlich, wie man durch geringe Verdrehung dieser Axe und der daran befindlichen Daumen den Zeitpunkt des Anstoßens der Nasen und damit den Füllungsgrad verändern kann, und wenn man diese Verdrehung durch die auf- und absteigende Hülse des Regulators bewirken läßt, so ist die Aufgabe erreicht, den Füllungsgrad selbstthätig je nach den verschiedenen Arbeitsleistungen zu verändern, welche die Maschine auszuüben hat. Es ist aber auch leicht zu ersehen, daß man mit dieser Steuerung nicht jeden beliebigen Füllungsgrad erreichen kann. Da nämlich bei der betrachteten Be-

wegung des Kolbens von rechts nach links ein Abschluß des rechten Durchlaßcanals offenbar nur so lange erfolgen kann, als der Schieber ebenfalls sich von rechts nach links bewegt, und da dies bei einem Voreilungswinkel δ des Steuerungsexcenters nur stattfindet, so lange die Kurbel vom todten Punkte um nicht mehr als $90^0 - \delta$ absteht, so folgt daraus, daß man auch nur während derjenigen Kolbenbewegung das Abschließen des Dampfes bewirken kann, welche dieser Kurbeldrehung um $90^0 - \delta$ entspricht. Also selbst in dem Falle, daß $\delta = 0$ wäre, würde man Füllungsgrade höchstens bis zu 0,5 erlangen können, wenn der Expansionsschieber überhaupt zur Wirkung kommt. Wenn bei einer Abweichung der Kurbel vom todten Punkte um $90^0 - \delta$ der Abschluß noch nicht erfolgt ist, so findet er wegen der dann beginnenden rückkehrenden Bewegung des Steuerungsschiebers überhaupt gar nicht durch den Expansionsschieber statt, die Dampfzuführung wird dann lediglich durch den Steuerungsschieber bestimmt. Diese Eigenschaft ist ein großer Nachtheil der Schleppschiebersteuerung gegenüber der Meyer'schen, welche nach dem Vorbemerkten jeden Füllungsgrad zu erreichen gestattet.

Fig. 598.



Man hat diese Steuerung auch mit zwei gesonderten Schleppschiebern ausgeführt, wovon in Fig. 598 eine Darstellung gegeben ist. Hier ist jeder der beiden Durchlaßcanäle b_1 und b_2 des Steuerungsschiebers S zu drei engeren Ausmündungen verästelt, und die beiden Expansionsschieberplatten E_1 und E_2 sind dem entsprechend mit Durchbrechungen so versehen, daß die drei Oeffnungen gleichzeitig für den eintretenden Dampf geöffnet oder verschlossen werden. Das Anhalten der Schleppschieber erfolgt hierbei einerseits durch das Anstoßen der Nasen e_1 und e_2 gegen den verstellbaren Daumen K, andererseits durch die Anstoßstifte f, welche an den Stirnwänden des Schieberkastens ein Hinderniß finden. In der gezeichneten Stellung steht der Dampfkolben unten und der Dampf strömt durch die drei Oeffnungen und den Canal d_1 unter den Kolben, während der über dem Kolben befindliche Dampf

durch d_2 nach dem Ausblaserohre A entweichen kann. Steigt nun der Steuerschieber S empor, so nimmt er den Schleppschieber E_1 mit empor, bis die Nase e_1 gegen den Daumen K trifft, wodurch der Abschluß herbeigeführt wird. Dagegen bleibt bei dieser Bewegung der obere Schleppschieber E_2 stehen, indem sein Stift f_2 gegen die Wand des Schieberkastens trifft, so daß hierdurch die drei Mündungen des obern Durchlaßcanals b_2 sich unter die Durchbrechungen des Schleppschiebers E_2 stellen, wie es für ein Durchlassen des Dampfes durch den obern Canal b_2 erforderlich ist. Ein Eintritt dieses Dampfes in den Cylinder ist aber erst möglich, wenn der Steuerschieber in seiner entgegengesetzt gerichteten Bewegung wieder die mittlere Stellung erreicht und den Canal d_2 eröffnet hat. Man ersieht hieraus, daß der Daumen K den Verschluß der Durchgangsöffnungen bewirkt, während die Stifte f die Eröffnung derselben zum Zwecke haben. Die Verästelung der Durchgangscanäle hat den Zweck, schon vermöge einer geringen relativen Verschiebung eine große Durchgangsöffnung zu erzielen. Die Federn F dienen dazu, die Expansionsschieber auch für den Fall mit dem Steuerschieber in Berührung zu erhalten, daß der Dampf vom Schieberkasten abgesperrt ist. Solche Federn sind bei einer horizontalen Lage des Schieberspiegels, wie sie in Fig. 597 angenommen ist, nicht nöthig, da hier das Eigengewicht der Schleppschieber die Wirkung der Federn ersetzt. Schleppschiebersteuerungen haben wenig Anwendung gefunden; da außer dem gedachten Mangel derselben in Betreff der beschränkten Expansionsmöglichkeit das wiederholte Anstoßen der Nasen und Stifte die Ursache zu einem baldigen Verschleißen und zu einem stetigen Klappen ist, das besonders bei schneller Bewegung der Maschine sehr störend für den ruhigen Gang werden kann.

§. 291. **Umsteuerungen.** Alle bisher betrachteten Steuerungen gestatten den Dampfmaschinen eine Umdrehung nur nach der einen Richtung, so zwar, daß die Mitte des Excenters der Kurbel um den betreffenden Winkel $90^\circ + \delta$ im Sinne der Drehungsrichtung vorangeht (nicht folgt). Für die gewöhnlichen Dampfmaschinen, wie sie zum Betriebe industrieller Anlagen dienen, ist auch immer die Umdrehung in dem gleichen Sinne erforderlich und nur in Ausnahmsfällen hat man die Maschinen so einzurichten, daß dieselben je nach Belieben nach den entgegengesetzten Richtungen bewegt werden. Die hierzu dienenden Steuerungen führen den Namen Umsteuerungen. Die vornehmste Verwendung finden die Umsteuerungen bei den Locomotiven und Schiffsmaschinen, außerdem wendet man sie fast nur noch bei den Fördermaschinen der Bergwerke und bei manchen Aufzugsvorrichtungen an, bei denen das abwechselnde Auf- oder Absteigen der an einem Seile hängenden Last durch Umdrehung der zugehörigen

Seiltrommel nach der einen oder andern Richtung hervorgerufen wird, wie dies ausführlich in Thl. III, 2 besprochen wird.

Sofern die Dampfvertheilung bei diesen Maschinen durch den Muschelschieber bewirkt wird, was bei den Locomotiv- und Schiffsmaschinen allgemein und bei den Fördermaschinen meistens geschieht, bedient man sich zum Umsteuern der sogenannten Coulissensteuerungen. In Betreff der Einrichtung und Wirkungsweise dieser Steuerungen muß auf das in Thl. III, 2 bei den Locomotiven darüber Gesagte verwiesen werden. Fördermaschinen werden zuweilen mit Ventilen gesteuert; die Art, wie hierbei das Umsteuern ermöglicht werden kann, wird aus den folgenden Bemerkungen über die Ventilsteuerungen sich ergeben. Es mag hier nur bemerkt werden, daß diese Ventilumsteuerungen, sobald man die Bewegung der Einlaßventile unabhängig von derjenigen der Auslaßventile vornimmt, jeden beliebigen Expansionsgrad zu erreichen gestatten, während bei den Umsteuerungen mit Coulisse und Schieber Expansionswirkung nur in geringem Maße erreichbar ist, da dieselbe immer mit einer erheblichen Compression des gebrauchten Dampfes verbunden ist, wenn man nicht etwa die Anordnung eines besondern Expansionsschiebers wählt. Bei den Locomotiven ist man aus den in Thl. III, 2 angegebenen Gründen jedoch von der Verwendung besonderer Expansionsschieber zurückgekommen. Da es bei den gedachten Maschinen mit abwechselnd rechts- und linksläufiger Bewegung erforderlich ist, diese Bewegung von jeder beliebigen Stellung aus mit Sicherheit vornehmen zu können, so pflegt man dieselben, ebenso wie die Locomotiven, fast immer mit zwei Cylindern zu versehen, deren Kurbeln rechtwinkelig zu einander gestellt sind, um Todtstellungen hierdurch zu vermeiden. Nur ganz kleine Fördermaschinen finden sich zuweilen als eincylindrige ausgeführt.

Ventilsteuerungen. Bei den durch Ventile gesteuerten Maschinen hat man für jede Kolbenseite dem Dampfcylinder zwei Ventile, das eine für den eintretenden, das andere für den abgehenden Dampf zu geben, so daß doppeltwirkende Maschinen im Ganzen vier Ventile, zwei Einlaß- und zwei Auslaßventile zu erhalten haben. Dabei kann jedes der vier Ventile durch einen besondern Canal mit dem Dampfcylinder in Verbindung gebracht sein, oder man kann zu jeder Kolbenseite für das Einlaß- und Auslaßventil eine gemeinschaftliche Oeffnung anordnen. Bei allen besseren Maschinen der Neuzeit findet man die erstere Anordnung getrennter Ein- und Ausmündungen vertreten, indem man hierdurch die Wärmeverluste umgehen will, welche bei Anordnung gemeinschaftlicher Canäle für den Ein- und Austritt dadurch entstehen, daß bei jedem Kolbenspiele abwechselnd der heiße Kesseldampf und darauf der kältere Abdampf mit der die Verbindung begrenzenden Canalwand in Berührung kommt, wodurch ein vergrößerter §. 292.

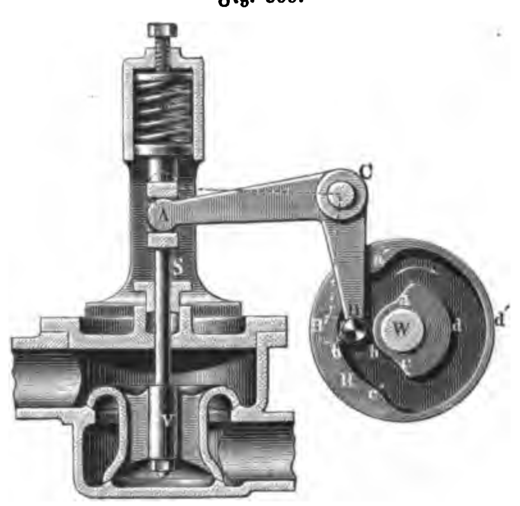
Wärmeaustausch zwischen Dampf und Cylinderwand herbeigeführt wird, welcher, wie jeder Wärmeübergang, immer mit einer Verringerung der zu gewinnenden Arbeit verbunden ist.

Die Bewegung der Ventile ordnet man jetzt fast immer so an, daß das Oeffnen und Schließen der Einlaßventile unabhängig von demjenigen der Auslaßventile durch einen besondern Mechanismus geschieht, und es ist hierbei leicht, das Expansionsverhältniß beliebig groß zu wählen, indem man nur dafür zu sorgen hat, in der betreffenden Kolbenstellung das Eintrittsventil zu schließen, wodurch das Auslaßventil der andern Kolbenseite nicht beeinflußt wird. Früher ordnete man wohl Ventilsteuerungen so an, daß alle vier Ventile durch ein gemeinschaftliches Excenter ihre Bewegung empfingen, welche Anordnung, wie sich leicht erkennen läßt, ebenso wie der einfache Muschelschieber nur geringe Expansionswirkung erreichen läßt, da mit einem frühern Abschnitte des eintretenden Dampfes wegen der gedachten Abhängigkeit aller Ventile von einander auch der Austritt früher beendet, daher der Dampf stark comprimirt wird. Diese Anordnung ist daher nicht mehr in Gebrauch.

Die verschiedenen Ventilsteuerungen unterscheiden sich von einander hauptsächlich durch die Art, wie die Bewegung der Ventile vorgenommen wird. In Betreff dieser Bewegung lassen sich zunächst folgende allgemeine Bemerkungen machen. Da jedes Ventil während derjenigen Zeit in Ruhe verbleiben muß, während welcher es den betreffenden Canal verschlossen halten soll, so ist die zwangläufige Verbindung der Ventilstange mit einer Kurbel oder einem Excenter in der bei den Schiebern allgemein üblichen Art von vornherein ausgeschlossen, da die Kurbelbewegung mit Ruhepausen nicht verbunden ist. Will man dennoch einem Excenter die Bewegung eines Ventils übertragen, so ist dies nur dadurch zu ermöglichen, daß man dem die Ventilstange ergreifenden Bolzen der Excenterstange einen gewissen freien Spielraum oder todten Gang in der Ventilstange gestattet, in Folge dessen das Excenter seine Bewegung ungehindert fortsetzen kann, auch wenn das Ventil sich in Ruhe befindet. Während dieser Zeit des Abschlusses ist also thatsächlich der kinematische Zusammenhang zwischen dem Excenter und dem Ventile aufgehoben, und das letztere wird in seiner Ruhelage nicht mehr durch einen Zwang von Seiten des Bewegungsmechanismus erhalten, sondern es müssen dazu andere Kräfte, entweder die von Gewichten oder Federn angewendet werden. Erst nachdem die Bewegung der Excenterstange den Betrag des besagten todten Ganges erreicht hat, ist wieder eine zwangläufige Verbindung mit dem Ventile hergestellt, welches letztere nunmehr durch das Excenter entgegen den Gewichts- oder Federkräften geöffnet wird. Diese Bemerkung, wonach der Bewegungsmechanismus nur das Oeffnen und eine äußere Kraft das Schließen bewirkt, gilt nicht nur für die Bewegung durch Excenter oder Kurbeln, sondern ganz allgemein für alle Betriebsarten, z. B.

für die durch unrunde Scheiben oder sogenannte Höcker, wie man sich folgendermaßen überzeugt. Gesetzt, ein beliebiges Ein- oder Auslaßventil *V*, Fig. 599, solle mittelst des um *C* drehbaren Winkelhebels *ABC* bewegt werden, dessen einer Arm *A* die geschlitzte Ventilstange *S* ergreift, während der andere Arm *B* eine schwingende Bewegung durch die Curvenscheibe *H* erhält, die auf einer stetig rotirenden Steuerwelle *W* befestigt ist. Da diese Curvenscheibe aus zwei zur Axe *W* concentrischen Bogen *abc* und *cda* besteht, welche den Stellungen des Ventils im geschlossenen und geöffneten Zustande entsprechen, so erkennt man, wie der Schluß des Ventils unter dem Einflusse der Feder *F* bewirkt wird, so lange die Rolle *B* mit dem niedern Bogen *abc* in Berührung ist, während der hohe Bogen *cda* die Rolle *B*

Fig. 599.

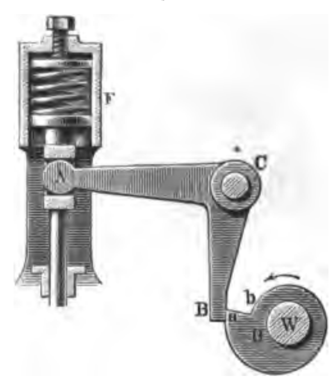


in die Lage *B'* bringt, wodurch das Ventil geöffnet und die Feder *F* zusammengedrückt wird. Es ist leicht zu erkennen, daß der niedere Bogen *abc* die Rolle *B* gar nicht berühren darf, denn wenn dies der Fall wäre, so würde ein Abschließen durch das Ventil sofort unmöglich werden, sobald durch die wiederholten Schläge das Ventil oder sein Sitz ein wenig verdrückt worden wäre. Die kinematische Verbindung zwischen dem Ventil und der Curvenscheibe ist daher thatsächlich so lange als gelöst zu betrachten, als das Ventil durch die Feder geschlossen gehalten wird. Man erkennt auch, daß es aus demselben Grunde nicht möglich ist, die Wirkung der Feder durch diejenige der Curvenscheibe, nämlich dadurch zu ersetzen, daß man anstatt des einfachen Daumens eine Nuth *aa'bb'cc'dd'* anbringt, in welcher die Rolle *B* zwangläufig geführt wird. Wenn eine derartige Anordnung viel-

leicht auch anfänglich den beabsichtigten dichten Schluß des Ventils zu erreichen gestattete, so würde derselbe indeß nicht mehr erzielt werden, sobald das Ventil oder sein Sitz ein wenig zusammengedrückt oder sobald die Nuth bei $a'b'c'$ ein wenig abgenützt wäre. Aus diesen Gründen ist die Wirkung einer äußern Kraft zum Schließen des Ventils nicht zu vermeiden, sei es nun, daß diese Kraft durch das Eigengewicht des Ventils selbst oder der damit verbundenen Massen, sei es, daß sie durch die Spannung einer Feder ausgeübt wird.

Es ist ferner leicht zu erkennen, daß es einen Unterschied bedingen wird, ob der Feder bei der gedachten Schließung des Ventils freies Spiel gelassen ist oder nicht. Bei der in Fig. 599 dargestellten Einrichtung ist der Feder keineswegs Freiheit ihrer Bewegung gelassen, indem dieselbe den Schluß des Ventils nur mit einer ganz bestimmten Geschwindigkeit bewirken kann, wie sie durch die Form des Daumens H vorgeschrieben ist, nämlich durch diejenige Curve, nach welcher der hohe Bogen cda bei a in den niedern abc übergeführt ist. Es leuchtet ein, daß man es ganz in der Gewalt hat, die Abschlußgeschwindigkeit des Ventils durch die mehr oder minder steile Form dieses Ueberganges größer oder kleiner zu machen, und daß durch einen allmäligen Uebergang die Stoßwirkungen sich vermeiden lassen, zu welchen ein schneller und plötzlicher Abschluß führt.

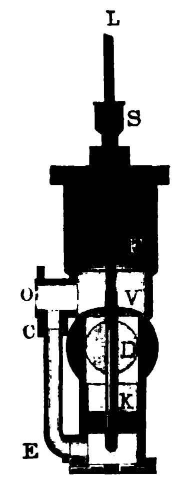
Fig. 600.



Da nun aber ein möglichst schneller Abschluß des Dampfes von Vortheil für die Wirkung ist, insofern dabei die immer schädliche Drosselung des Dampfes vermieden wird, so hat man zur Erreichung eines solchen möglichst schnellen und präcisen Abschlusses der Einlaßventile in neuerer Zeit vielfach die sogenannten Präcisionssteuerungen construirt. Bei diesen Steuerungen wird der betreffenden Feder in dem Augenblicke, in welchem der Abschluß erfolgen soll, vollkommen freies Spiel auf das Ventil gelassen, indem der Bewegungsmechanismus in diesem Augenblicke ganz von dem Ventile abgelöst wird. Man kann sich hiervon eine Vorstellung durch Fig. 600 verschaffen, worin ACB wieder der durch die Feder F belastete Ventilhebel und H ein Daumen auf der Welle W ist. Die radiale Stufe ab dieses Daumens gestattet dem Hebelende B in dem Augenblicke, in welchem a darunter tritt, eine nach rechts gerichtete Bewegung, welche den Schluß des Ventils bewirkt, und welche mit

einer Geschwindigkeit erfolgt, die außer von schädlichen Nebenwiderständen nur von der beschleunigenden Kraft der Feder und den zu beschleunigenden Massen, nicht aber von der Form des Daumens abhängt. Der Abschluß wird daher im Allgemeinen bei hinreichender Kraft der Feder schnell und präcis erfolgen, weshalb man derartige auslösbare Steuerungen auch Präcisionssteuerungen nennt. Im Gegensatze dazu heißen Steuerungen, bei denen die Bewegung der Ventile durch die Art des Bewegungsmechanismus vorgeschrieben ist, wie dies durch Fig. 599 erläutert wurde, schleichende Steuerungen. Man erkennt hieraus einerseits, daß auch die bisher betrachtete Schiebersteuerung den schleichenden beigezählt werden muß und andererseits, daß die Anwendung von Federn oder Gewichten zum Abschließen allein nicht das Kennzeichen der Präcisionssteuerungen abgiebt, sondern daß bei denselben der Abschluß lediglich durch diese äußeren Kräfte bei ausgelöstem Bewegungsmechanismus erfolgen muß.

Fig. 601.



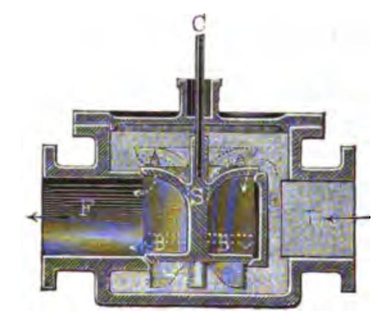
Eine derartige Präcisionssteuerung pflegt man nur für die Einlaßventile anzuordnen; die Auslaßventile erhalten immer eine schleichende Bewegung. Bevor die verschiedenen Steuerungen eingehender besprochen werden, sollen die Ventile selbst einer nähern Betrachtung unterworfen werden.

Steuerungsventile. Um die Bewegung der Ventile mit geringer Kraft bewirken zu können, werden dieselben stets als entlastete und zwar meistens als Doppelsitzventile ausgeführt. Die Entlastung der Ventile durch Gegenkolben, wie sie durch Fig. 601 dargestellt ist, findet jetzt kaum noch Anwendung. In dieser Figur stellt V ein gewöhnliches Kegelventil vor, welches, wenn geschlossen, den durch D zutretenden Dampf von dem nach dem Cylinder führenden Canale O abschließt. Mit dem Ventile ist der Gegenkolben K verbunden, welcher, in dem cylindrischen Gehäuse dichtschließend beweglich, durch den Dampf mit einer Kraft abwärts gedrückt wird, die dem aufwärts gerichteten Dampfdrucke auf die Unterfläche des Ventils nahezu gleich ist. Zur Bewegung des Ventils hat man daher an der Stange L nur eine der Differenz dieser beiden Druckkräfte und der Kolbenreibung entsprechende Kraft anzubringen. Das obere Ventil F, dessen Stiel behufs Durchführung der Stange L hohl gebildet ist, dient zum Ablassen des gebrauchten und durch O zurücktretenden Dampfes. §. 293.

Einfacher und vollkommener wird der Zweck der Entlassung durch die zweisitzigen Ventile erreicht, deren Wirkungsweise durch das Laternen-

ventil, Fig. 602, verdeutlicht wird. Der Verschlußtheil besteht hier aus den beiden durch einen Stiel verbundenen kreisrunden Scheiben A und B, welche dicht in die conisch ausgedrehten Sitze des Gehäuses EF eingeschliffen sind. Der bei D zutretende Dampf, welcher den Sitz E umgiebt, drückt auf beide Ventilteller, so daß die Kraft zum Aufziehen des Ventils an der Stange C bei dem Dampfüberdrucke p nur die Größe

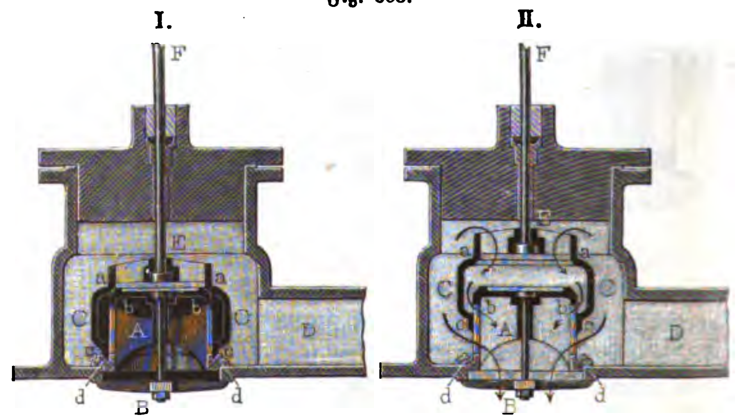
Fig. 602.



$$P = p\pi(a^2 - b^2)$$

zu haben braucht, wenn a und b die Halbmesser der conischen Sitzflächen von A (außen) und von B (innen) bedeuten, während ein einfaches Kegelventil von der Größe der Scheibe A eine Kraft $p\pi a^2$ erfordert. Da in der erhobenen Lage des Ventils dem Dampfe in der Kammer E sowohl bei A wie bei B der Eintritt nach F gestattet ist, so braucht ein derartiges Doppelsitzventil auch nur ungefähr halb so hoch gehoben zu werden als ein einfaches Ventil, um dieselbe lichte Oeffnung darzubieten. Dieser Umstand ist für die Ventilsteuerungen und insbesondere für die Präcisionssteuerungen deswegen von großer Bedeutung,

Fig. 603.



weil die geringere Hubhöhe der Ventile auch eine kleinere Aufschlaggeschwindigkeit derselben und daher eine weniger starke Abführung der Abschlußorgane im Gefolge hat.

Gewöhnlich führt man die Doppelsitzventile als Glocken- oder als Röhrenventile aus. Ein Glockenventil ist durch Fig. 603 dar-

gestellt, und zwar zeigt I. dasselbe im geschlossenen und II. im geöffneten Zustande. Man erkennt hieraus, daß der ringförmige Abschlußkörper oder die Glocke C mit den conisch abgedrehten Flächen a und c sich dichtschließend auf die entsprechend geformten Kegelflächen b und d des mittelst der Schraube B in dem Gehäuse befestigten Ventilsitzes A setzt. Zur besseren Verdeutlichung des Ventils ist dasselbe in Fig. 604 theilweise im Durchschnitte noch besonders gezeichnet. Hier stellen f die radialen, der Glocke zur Führung dienenden Stege und e die Arme vor, an denen die Hubstange F die Glocke erfaßt. Bei dem in Fig. 605 dargestellten Röhrenventile bildet die an beiden Enden mit conisch abgedrehten Rändern versehene Röhre AB das Verschlußstück, welches auf den Sitzflächen E und F des Gehäuses aufruht. Wie bei einer verticalen Erhebung der durch einzelne Längsrippen f und e

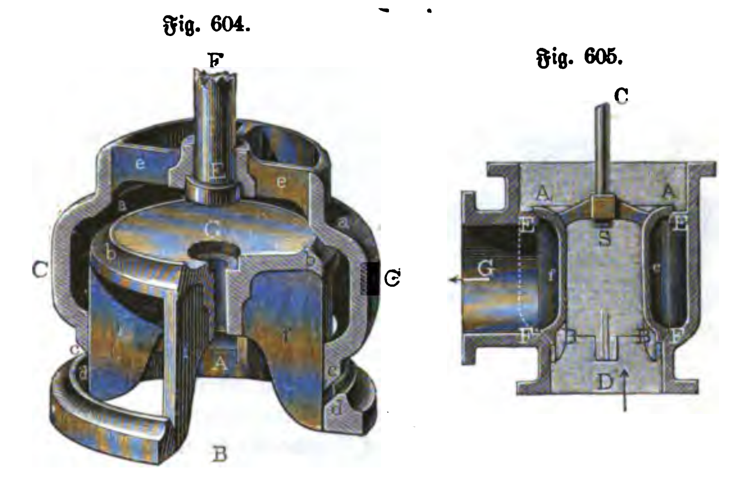


Fig. 604. Fig. 605.

geführten Röhre der bei D zugeführte Dampf zwischen F und B und durch das Ventil hindurch zwischen A und E nach dem Canale G gelangen kann, ist ersichtlich.

Bedeutet bei einem Glocken- oder Röhrenventile etwa a den mittleren Durchmesser der beiden Sitzflächen, welche von einander nur wenig abweichen, und ist d der Durchmesser der zugehörigen Dampfleitungsröhre, so findet man die Erhebung x, welche dem Ventile zu geben ist, damit die Oeffnung gleich dem Querschnitte der Dampfleitung wird, aus der Gleichung

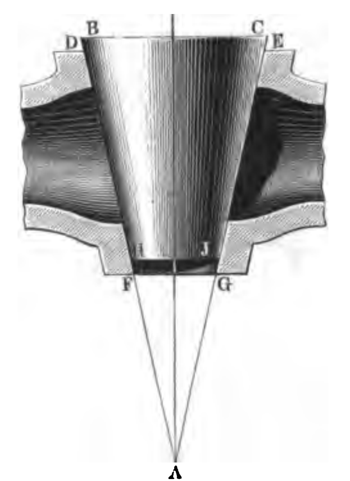
$$2 a \pi . x = \pi \frac{d^2}{4} \text{ zu } x = \frac{d^2}{8 a},$$

und wenn etwa $a = d$ angenommen wird, zu $x = \frac{d}{8}$.

Die Herstellung der doppelsitzigen Ventile muß mit besonderer Sorgfalt und zwar so geschehen, daß der dichte Abschluß gleichzeitig in den beiden Sitzflächen geschieht. Damit nun dieser dichte Abschluß auch durch Temperaturveränderungen nicht gestört werde, wird meistens zu dem Ventilsitze und dem Verschlußtheile (Glocke oder Röhre) gleiches Material verwendet, so daß diese beiden Theile einer gleichen Ausdehnung unterliegen. Als solches Material dient in der Regel Bronze, welche einerseits dem Rosten nicht unterworfen ist, wie dies beim Eisen und Stahl der Fall ist, und andererseits genügende Härte und Festigkeit besitzt, um trotz geringer Auflagerflächen nicht verdrückt oder verschlagen zu werden.

Collmann hat zuerst gezeigt, daß man bei gehöriger Construction der Doppelsitzventile den dichten Abschluß doch erhalten kann, auch wenn die beiden in Berührung kommenden Theile einer verschiedenen Ausdehnung unterworfen sind, wie dies der Fall ist, wenn dieselben aus verschiedenen Materialien bestehen, z. B. wenn der Sitz aus Eisen und die Glocke oder Röhre aus Bronze gefertigt ist, oder wenn bei gleichem Materiale die beiden Theile einer ungleichen Erwärmung beziehungsweise Abkühlung unterworfen sind. Denkt man sich nämlich einen massiven oder hohlen Kegel ABC, Fig. 606, aus irgend welchem Materiale, so ist es klar, daß bei einer Ausdehnung oder Zusammenziehung desselben durch Veränderung der Temperatur der Spitzenwinkel BAC seine Größe unverändert beibehält, indem alle linearen Abmessungen, also z. B. der Durchmesser BC und eine Kegelseite AB, einer Längenveränderung in demselben Verhältnisse unterworfen sind, sobald man nur Gleichförmigkeit des Materials und der Temperatur in allen Punkten voraussetzt. Unter dieser Voraussetzung sind die Formen des Kegels für alle Temperaturen unter sich ähnlich, und die Kegelspitze ist als der Aehnlichkeitsmittelpunkt aufzufassen. Hieraus ergiebt sich nun, daß ein beliebiger massiver Kegel, wie z. B. $BCJH$, welcher in einem Hahne das Gehäuse $DEGF$ bei irgend einer Temperatur überall dichtschließend berührt, dies auch bei jeder andern Temperatur thun muß, sobald die beiden Theile in der Spitze A festgehalten werden. Eine Verschiedenheit der Ausdehnungen beider Theile macht sich dabei nur durch eine relative Verschiebung derselben in ihren gegenseitigen Berührungsflächen geltend, ohne

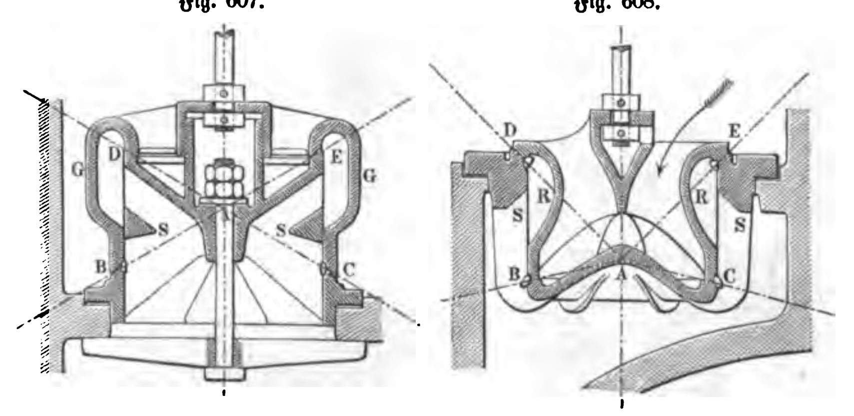
Fig. 606.



daß hierdurch die Berührung aufhört oder eine übermäßige Pressung auftritt. Das letztere wird dagegen der Fall sein, wenn, wie dies bei Hähnen meistens der Fall ist, die Verbindung des Kegels mit dem Gehäuse an einer andern Stelle als der Spitze A, z. B. bei FG, stattfindet. Wenn hierbei die Ausdehnung des Kegels größer oder kleiner ist als die des Gehäuses, so muß im ersten Falle ein Festklemmen, im zweiten ein Undichtwerden bemerkbar werden.

Demgemäß gestaltet Collmann die Doppelsitzventile derart, daß die beiden Sitzflächen als Kegelflächen ausgeführt werden, welche eine gemeinschaftliche Spitze haben. In Fig. 607 ist ein Glockenventil und in Fig. 608 ein Röhrenventil dieser Art angegeben. In beiden Figuren ist A die gemeinsame Spitze der beiden Kegelflächen ABC und ADE, in denen der

Fig. 607. Fig. 608.

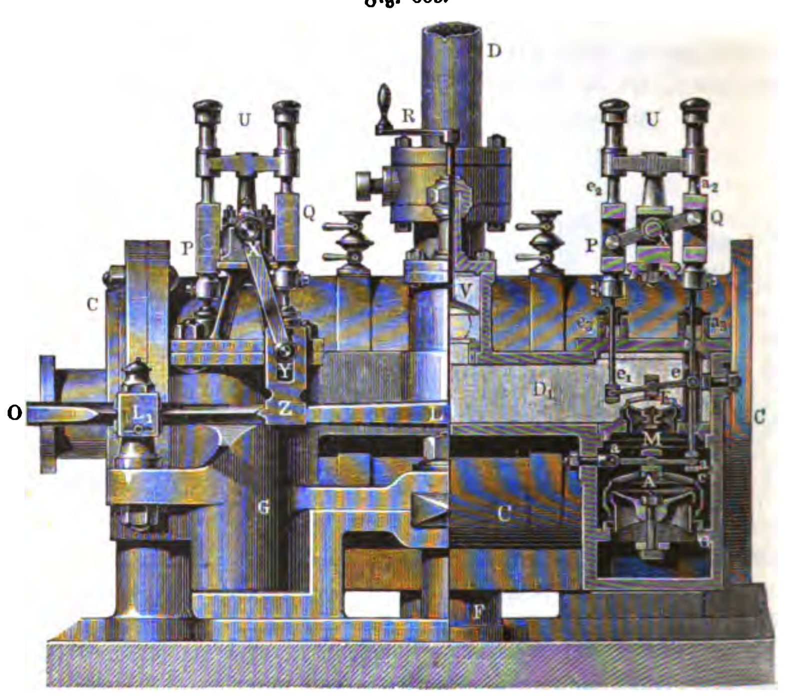


Ventilsitz S von der Glocke G oder der Röhre R berührt wird. Denkt man sich den Punkt A festgehalten, so ist nach dem Vorbemerkten deutlich, daß die Berührung der beiden Theile in den gedachten Kegelflächen durch eine ungleiche Ausdehnung nicht beeinflußt wird. Als ein Nachtheil der Anordnung des Glockenventils, Fig. 607, wird angeführt, daß dabei der eintretende Dampf stark gedrosselt werde wegen der beträchtlichen Richtungsabweichungen, denen er beim Durchgange zwischen den Sitzflächen ausgesetzt ist. Dies ist der Grund, weshalb man den Glockenventilen meistens eine Gestalt nach Fig. 604 giebt, bei welcher die beiden kegelförmigen Sitzflächen ihre Mittelpunkte ober- und unterhalb des Ventils erhalten. Bei dieser Anordnung hat man aus den angeführten Gründen die Glocke und den Sitz nothwendig aus gleichem Materiale herzustellen.

Ventilsteuerung mit einem Excenter. Man kann die vier Ventile einer Dampfmaschine durch ein gemeinsames Excenter bewegen, §. 294.

welches ebenso wie für die Steuerung durch den gewöhnlichen Muschelschieber auf der Kurbelwelle mit einem Voreilungswinkel δ, d. h. unter reiner Abweichung von $90^0 + \delta$ von der Kurbelrichtung befestigt ist. Die Anordnung einer solchen Steuerung ist aus Fig. 609 zu ersehen. An den Dampfcylinder C sind die beiden Ventilgehäuse G angesetzt, von denen jedes zwei Glockenventile über einander angeordnet enthält, ein kleineres Eintrittsventil E oberhalb und ein größeres Auslaßventil A unterhalb. Der aus dem Dampfzuleitungsrohre D durch das Absperrventil V in den Canal D_1 eintretende

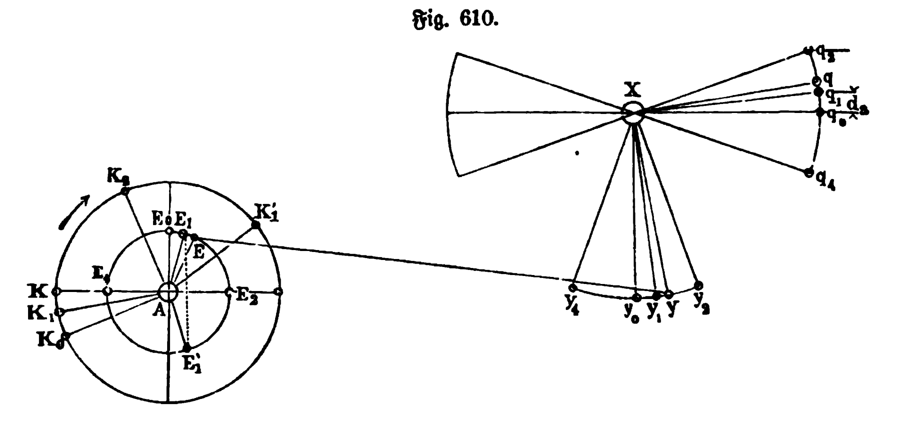
Fig. 609.



Dampf gelangt nach Eröffnung des Ventils E in die zwischen den beiden Ventilen befindliche Abtheilung M und von hier durch den Dampfcanal c nach dem Cylinder, während die Eröffnung des Auslaßventils A dem in dem Cylinder zur Wirkung gekommenen Dampfe durch denselben Canal c den Rückweg und den Austritt nach dem Abblaserohre F gestattet. Die Bewegung der Ventile E und A geschieht mit Hülfe der einarmigen Hebel $e e_1$ und $a a_1$ durch die Zugstangen $e_1 e_2$ und $a_1 a_2$, welche, bei e_3 und a_3 durch Stopfbüchsen aus den Ventilgehäusen heraustretend, oberhalb der letzteren mit geschlitzten Verdickungen zum Angriff für die zweiarmigen Hebel PQ

versehen sind. Jeder dieser Hebel PQ erhält eine schwingende Bewegung durch einen auf seiner Axe X festsitzenden dritten Hebelarm XY, dessen freies Ende Y mit der Schubstange OL verbunden ist, die durch das besagte Steuerungsexcenter die nöthige hin- und hergehende Bewegung empfängt. Diese Stange, welche in den Führungen L_1 gleitet, ergreift die Zapfen Y mit den Ansätzen Z, deren Schlitze den Gleitlagern von Y die erforderliche Verticalbewegung gestatten. Wie man aus der Figur erkennt, haben die Zapfen P und Q in den Schlitzen der Ventilstangen ein freies Spiel oder einen todten Gang, und zwar ist die Wirkung eine derartige, daß die Hebel PQ nur das Oeffnen oder Erheben der Ventile bewirken, während das Niedergehen derselben durch die Einwirkung von Federn geschieht, welche in den Federgehäusen U enthalten sind und welche beim Erheben der Ventile

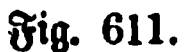
Fig. 610.

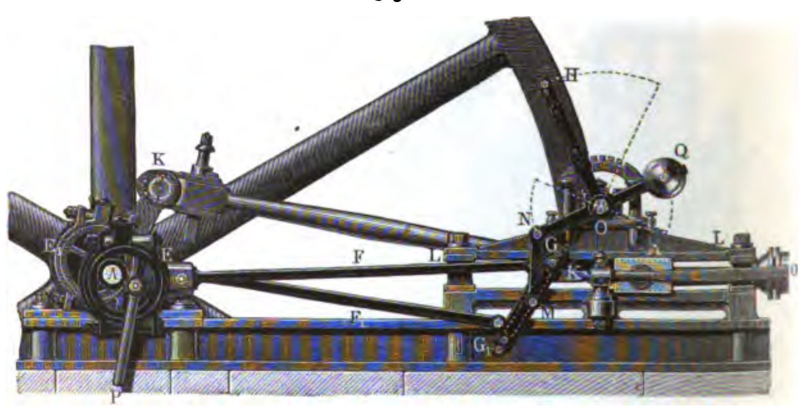


durch die in die Federgehäuse eintretenden Ventilstangen e_2 und a_2 zusammengedrückt werden. Durch Schrauben lassen sich diese Federn beliebig anspannen.

Die Größe des besagten todten Ganges von P und Q in den Ventilstangen, sowie die Wirkung der ganzen Steuerungsvorrichtung erkennt man aus der schematischen Fig. 610. Es bedeute hierin A die Kurbelwelle und AK (in verkleinertem Maßstabe) die Länge der Kurbel, gegen welche das Excenter, dessen Mitte E sein soll, um den Winkel $KAE = 90^0 + \delta$ versetzt ist. Ferner ist X die Axe des einen Ventilhebels PQ, von dessen Arme Xq das linke Einlaßventil bewegt wird. Wenn die Länge der Excenterstange so groß angenommen wird, daß von der Neigung derselben gegen die Schubrichtung abgesehen werden kann, so steht das Excenter in der Mittelstellung E_0, wenn von dem Ventilhebel der eine Arm XQ die horizontale Lage Xq_0 und der Arm XY die verticale Stellung Xy_0 einnimmt. Die Kurbel steht dafür in K_0 um den Winkel δ vor dem todten Punkte.

Dreht sich die Kurbel aus dieser Lage um δ bis in die Todtlage AK, so nimmt der Mechanismus die Stellung $EyXq$ ein, und da in dieser Stellung bereits eine gewisse Voröffnung des Ventils vorhanden sein soll, so muß der Zapfen q auf seinem Wege von q_0 nach q dieselbe erzeugt haben. Wenn dieser Zapfen daher in der Lage q_1 gegen die Ventilstange trifft, so daß ihm also zunächst ein todter Gang $q_0\,q_1$ belassen ist, so hat sich das Ventil für den todten Punkt K der Kurbel um die Größe $q_1\,q$ geöffnet. Bei weiterer Drehung der Kurbel wird das Ventil mehr und mehr geöffnet, bis es in der Stellung $K_2 E_2 y_2 q_2$ die größte Erhebung erhält. Von da an beginnt es, sich unter dem Einflusse der Feder und nach Maßgabe der absteigenden Bewegung des Zapfens Q wieder zu schließen, bis in der Stellung q_1 dieses Zapfens, für welche das Excenter in E_1' und die Kurbel in K_1' steht, der Schluß


Fig. 611.



wieder erreicht ist. Bei der weitern Drehung des Excenters von E_1' bis zur äußersten Lage E_4 muß der Zapfen Q freies Spiel im Schlitze der Ventilstange haben, und eine erneuete Einwirkung auf die letztere findet erst in der Stellung des Excenters in E_1 und der Kurbel in K_1 statt, von welchem Augenblicke an der hier betrachtete Vorgang sich in derselben Art wiederholt.

Man erkennt aus dieser Betrachtung, daß der freie Spielraum $q_0\,q_1$, um welchen sich der Zapfen Q aus seiner Mittelstellung in q_0 zunächst bewegen muß, ehe die Eröffnung des Eintrittsventils beginnt, dieselbe Rolle spielt wie die äußere Ueberdeckung d_a bei dem gewöhnlichen Muschelschieber. Auch die übrigen Verhältnisse sind bei beiden Steuerungen übereinstimmend, indem z. B. die Größe $q_0\,q$ mit der linearen Voreilung λ des Muschelschiebers und die Oeffnungsweite $q_1\,q = \lambda - d_a$ mit der Voröffnung des Eintrittscanals übereinstimmt. Es ist ebenso ersichtlich, daß für die beiden Auslaßventile

dieselben Betrachtungen gelten, und daß hierbei der freie Spielraum $q_0 q_1$ der innern Schieberdeckung d_i des Muschelschiebers entspricht.

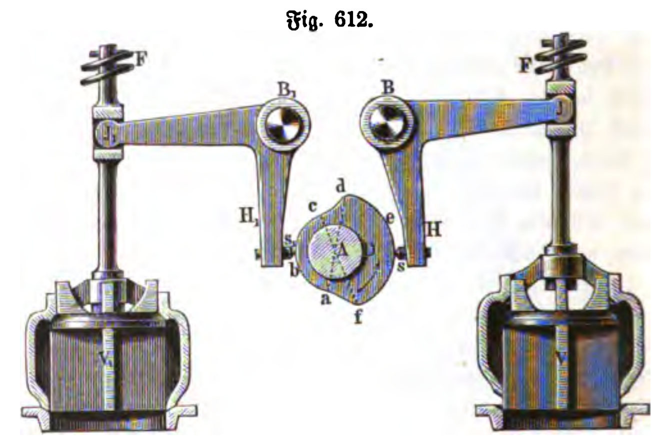
Hiernach ist für die Bewegung der Ventile das für den gewöhnlichen Muschelschieber in §. 286 entworfene Diagramm ohne Weiteres gültig, und auch hinsichtlich der Umsteuerung gelten die in §. 291 angeführten Bemerkungen. Man kann daher diese Ventilsteuerung in derselben Weise wie bei der Anwendung des Muschelschiebers dadurch sofort zur Umsteuerung verwenden, daß man sich zur Bewegung der Schubstange OL, Fig. 609, anstatt eines einfachen Excenters einer Coulisse bedient, wie sie bei den Locomotiven in Thl. III, 2 besprochen wird. In Fig. 611 ist eine derartige Anordnung dargestellt, wie sie mehrfach bei den Fördermaschinen der Bergwerke angewendet wird. Die Schubstange KO, deren Verlängerung in Fig. 609 mit OL bezeichnet ist, empfängt hierbei ihre hin- und hergehende Bewegung von der Stephenson'schen Coulisse GG_1, deren Enden von den Stangen F und F_1 der beiden Excenter E und E_1 bewegt werden. Die in der Mitte M mittelst der Hängeschiene NM an dem um O drehbaren Winkelhebel NOH aufgehangene Coulisse kann mit Hülfe des Händels H leicht gehoben und gesenkt werden, indem das Gewicht der Coulisse und Excenterstangen durch das Gegengewicht Q ausgeglichen wird. Die Maschinenwelle C dreht sich hierbei in dem einen oder andern Sinne, je nachdem die Stange K durch das Excenter E oder E_1 bewegt wird, d. h. je nachdem die Coulisse gesenkt oder gehoben ist.

Für die durch ein Excenter oder eine Coulisse bewegten Ventilsteuerungen gilt ebenso wie für die in gleicher Art bewegten Einschiebersteuerungen die Bemerkung, daß man damit nicht im Stande ist, hohe Expansionsgrade zu erzielen, ohne gleichzeitig beträchtliche Compression in Kauf zu nehmen. Deshalb pflegt man in allen solchen Fällen, wo größere Expansionsgrade zur Erzielung eines sparsamen Betriebes nöthig sind, die Ventile in anderer Weise zu bewegen, worüber im Folgenden gesprochen wird.

Unrunde Scheiben. Die zur regelrechten Steuerung der Ventile erforderliche Bewegung wird denselben zuweilen durch unrunde Scheiben oder Höcker ertheilt, welche, auf rotirenden Axen befestigt, bei ihrer Umdrehung vermittelst der auf ihnen angebrachten Hervorragungen oder Stufen nach der Art von Daumen auf die Ventilstangen wirken. Man erhält von der Wirkungsweise dieser Daumen durch Fig. 612 (a. f. S.) eine Vorstellung. Hierin stellt A die für alle vier Ventile dienende Steuerwelle vor, welche von der Kurbelwelle durch Zahnräder in gleichmäßig rotirende Bewegung versetzt wird und ebenso viele Umdrehungen macht wie die Kurbelwelle. Ist V irgend ein Einlaß- oder Auslaßventil, welches seine Bewegung durch den §. 295.

um B drehbaren Winkelhebel HBJ unter Mitwirkung der auf J drückenden Feder F erhält, so erkennt man, wie diesem Hebel durch den auf A sitzenden Daumen D die zur Oeffnung und Schließung des Ventils nöthige schwingende Bewegung ertheilt wird. Da nämlich der Stift s durch die Feder F stetig gegen den Umfang des Daumens gedrückt wird, so muß das Ventil so lange geöffnet sein, als der Stift s den Umfang def vom größern Halbmesser berührt, wenn die Verhältnisse so gewählt sind, daß bei der Berührung von s mit dem Umfange abc das Ventil gerade geschlossen ist. Die Dauer des geöffneten und des geschlossenen Zustandes hängt dabei offenbar von der

Fig. 612.



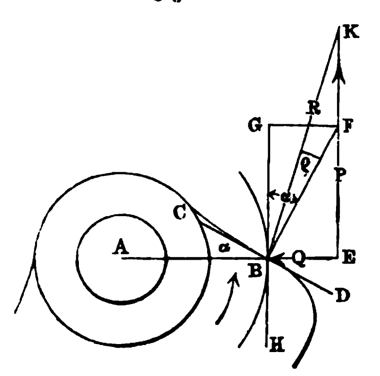
Größe der Centriwinkel $w_1 = dAf$ und $w_2 = aAc$ der gedachten Umfänge ab, während die Winkel $\gamma_1 = cAd$ und $\gamma_2 = fAa$ das Maß für die Geschwindigkeit ergeben, mit denen das Oeffnen und beziehungsweise das Schließen des Ventils erfolgt.

Anstatt für jedes Ventil einen besondern Höcker, also im Ganzen deren vier, anzuordnen, kann man auch mit nur zwei Höckern, einem für die Einlaßventile und einem für die Auslaßventile auskommen, wenn man, wie es in Fig. 612 angedeutet ist, die beiden Anschlagstifte s und s_1 der zugehörigen Ventilhebel den Daumen in Punkten berühren läßt, welche genau diametral gegenüberliegen, wie dies ohne Weiteres aus der Gleichheit der Dampfvertheilung zu beiden Seiten des Dampfkolbens folgt. Es ist auch klar, daß man mit dieser Steuerung jeden beliebigen Füllungsgrad erzielen kann, indem es nur darauf ankommt, für den oder die Höcker der Einlaßventile dem Winkel w_1, welcher dem geöffneten Zustande entspricht, die entsprechende Größe, nämlich denjenigen Betrag zu geben, um welchen die Kurbelwelle sich während des Dampfeintritts dreht. Auch eine Veränderung des Füllungsgrades läßt sich hierbei erreichen, wenn man den Einlaßhöcker auf der

Steuerungswelle A in axialer Richtung verschieblich anbringt, so daß der Anschlagstift s mit verschiedenen Querprofilen des Höckers in Berührung kommt, in denen der gedachte Winkel w_1 verschiedene Größen hat.

Eine besondere Beachtung verdient die Gestalt des Höckers an denjenigen Stellen cd und fa, welche den Uebergang zwischen den beiden cylindrischen Umfängen für den geöffneten und geschlossenen Zustand bilden. Offenbar hängt von diesen Uebergangscurven die größere oder geringere Geschwindigkeit des Oeffnens und Schließens ab, und die Winkel γ_1 und γ_2 können, wie bemerkt, als das Maß für diese Geschwindigkeit angesehen werden. Da nun, um eine Drosselung des Dampfes möglichst zu vermeiden, ein schnelles Oeffnen und Schließen der Einlaßventile erwünscht ist, so wird man die Winkel γ_1 und γ_2 so klein als möglich zu machen haben. Diese Winkel müssen aber, wenn die Bewegungsübertragung überhaupt möglich sein soll, einen bestimmten, hauptsächlich von der Reibung zwischen dem Daumen und Anschlagstifte abhängigen Werth mindestens haben, welcher sich wie folgt ergiebt. Es sei der betreffende Anschlagstift im Punkte B, Fig. 613, mit einer beliebigen, durch die Ventilfeder ausgeübten Kraft $Q = EB$ gegen den Umfang des Höckers gedrückt und zwar soll die Richtung dieses Druckes durch den Mittelpunkt A der Steuerwelle gehend angenommen werden, welche Annahme annähernd immer erfüllt ist. Die Tangente an die Daumencurve in B sei durch die Gerade CD gegeben, welche mit dem Radius AB den Winkel $ABC = \alpha$ bilden soll. Wird die Steuerwelle in der Richtung des Pfeiles gedreht, wie dies einem Auswärtsschieben des Stiftes von B nach E entspricht, so muß in B eine gewisse Kraft P in der Richtung HB des Umfanges auf den Stift ausgeübt werden. Um diese Kraft P unter Berücksichtigung der Reibung am Daumen zu bestimmen, sei mit N der Normaldruck bezeichnet, mit welchem in B der Anschlagstift und die Daumenfläche gegenseitig auf einander einwirken. Alsdann ist in B eine Reibung gleich φN in der Richtung CD der Daumenfläche zu denken, wenn φ den Reibungscoefficienten daselbst bedeutet. Es können jetzt genau dieselben Betrachtungen angestellt werden, wie für geneigte Ebenen in Thl. I geschehen, indem man sich zu denken hat, der Daumen wirke bei einer unendlich kleinen Drehung wie ein unter den Stift

Fig. 613.



geschobener Keil oder eine geneigte Ebene. Man findet daher wie dort die Gleichgewichtsbedingungen zu:

$$Q = N \sin\alpha - \varphi N \cos\alpha = N(\sin\alpha - \varphi \cos\alpha)$$
$$P = N \cos\alpha + \varphi N \sin\alpha = N(\cos\alpha + \varphi \sin\alpha)$$

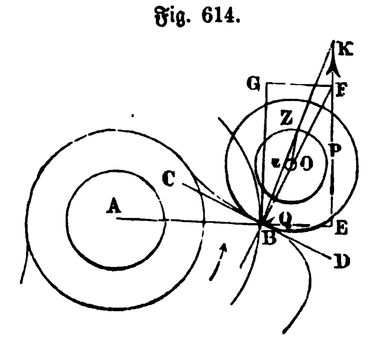
woraus mit $\varphi = tang\ \varrho = \frac{\sin\varrho}{\cos\varrho}$:

$$\frac{Q}{P} = \frac{\sin\alpha - \varphi\cos\alpha}{\cos\alpha + \varphi\sin\alpha} = \frac{\sin\alpha\cos\varrho - \cos\alpha\sin\varrho}{\cos\alpha\cos\varrho + \sin\alpha\sin\varrho} = tg\,(\alpha - \varrho),$$

also: $$P = \frac{Q}{tang\,(\alpha - \varrho)} = Q\,cotg\,(\alpha - \varrho)$$

folgt. Dieser Werth wird unendlich groß, sobald $\alpha = \varrho$ wird, und es ergiebt sich daher, daß die Daumencurve so zu zeichnen ist, daß ihre Tangente in irgend einem Punkte mit dem Halbmesser daselbst, d. h. also mit der Schubrichtung des Anschlagstiftes, einen Winkel einschließt, welcher den Reibungswinkel ϱ an Größe übertrifft, der für die Reibung zwischen dem Daumen und Führungsstifte anzunehmen ist.

Fig. 614.



Man kann zu dem oben gefundenen Resultate auch direct und ohne Rechnung gelangen, wenn man festhält, daß überall, wo zwei Körper auf einander gleiten, die während dieser Gleitung zwischen den beiden Körpern auftretende Kraft um den Reibungswinkel von der Normalen zur Berührungsebene in dem Berührungspunkte abweichen muß.

Zeichnet man daher in B die Gerade BK, welche um den Reibungswinkel $FBK = \varrho$ von der normalen Richtung BF abweicht, so erhält man in BK die Richtung, in welcher während der Bewegung der Höcker auf den Anschlagstift wirkt. Zieht man daher durch E eine mit HB parallele Gerade EK, so erhält man in BK die Druckwirkung R des Daumens auf den Stift und in $EK = Q\,cotg\,(\alpha - \varrho) = P$ die Größe der in B senkrecht zum Halbmesser AB anzubringenden Kraft. Die Figur ergiebt diese Kraft P unendlich groß, sobald der Winkel $FBG = \alpha$ gleich dem Reibungswinkel ϱ ist.

Diese Betrachtung kann man auch unmittelbar auf den Fall anwenden, in welchem der Ventilhebel sich nicht mit einem gleitenden Stifte, sondern mittelst einer Reibungsrolle gegen den Höcker anlegt, Fig. 614. Es sei hier

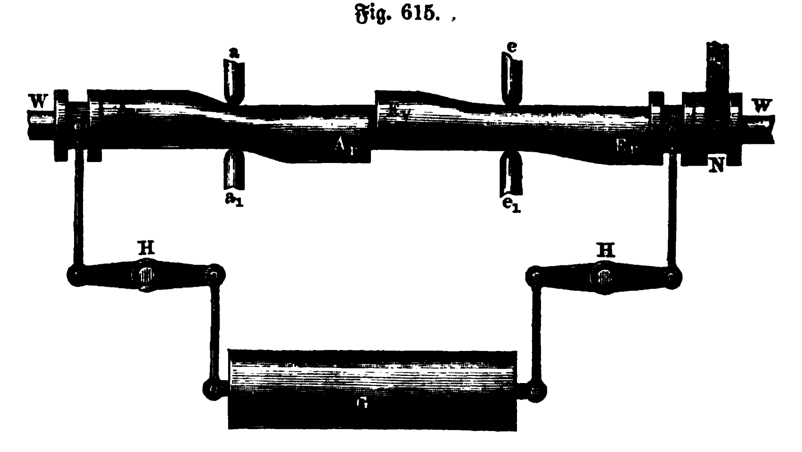
der Ventilhebel mit einer Reibrolle vom Halbmesser BO, deren Zapfen den Halbmesser OZ hat, versehen, gegen welche der Daumen mit der Fläche CD in B drückt. Zeichnet man auch hier die Normale BF zu der Tangente CD des Daumens, welche Normale durch den Mittelpunkt O der Rolle geht, so hat man sich für den Zustand der Bewegung die Reactionsrichtung zwischen dem Daumen und der Rolle in einer Richtung BK zu denken, welche die Stützfläche des Zapfens in Z in einer um den Reibungswinkel $\varrho = OZB$ vom Halbmesser OZ abweichenden Richtung trifft. Man erhält daher diese Richtung in der von B aus an einen Kreis vom Halbmesser $Oz = \varphi . OZ$ gelegten Tangente, welcher Kreis in Thl. III, 1, Anhang, als der Reibungskreis des betreffenden Zapfens vom Halbmesser OZ bezeichnet wurde. In Betreff dieser Richtung BK gilt nun dasselbe, was für BK in Fig. 613 gesagt wurde, d. h. man findet die in B senkrecht zum Halbmesser AB erforderliche Kraft P für einen Druck $EB = Q$ der Rolle gegen den Daumen, wenn man in E eine Senkrechte EK zu EA zieht; alsdann stellt $EK = P$ die gesuchte Kraft vor. Auch hier erhält man den Grenzfall, für welchen P unendlich groß wird, d. h. für welchen keine noch so große Kraft im Stande ist, den Ventilhebel zu bewegen, wenn die Richtung BK der Stützreaction mit der zum Halbmesser AB senkrechten Linie BG zusammenfällt. Bei Anwendung einer Reibrolle darf daher die Daumenbegrenzung steiler gemacht werden als ohne eine solche, und zwar darf sich die Tangente der Daumencurve dem Radius um so mehr nähern, je kleiner der Halbmesser OZ des Zapfens im Verhältnisse zum Halbmesser OB der Rolle gewählt wird. Bei gleicher Größe dieser Halbmesser wird ein Vortheil durch die Anwendung der Rolle daher nicht erreicht. Im Uebrigen ist das über das Curvenschubgetriebe in Thl. III, 1 Angeführte hier ebenfalls gültig.

Damit man also ein möglichst schnelles Oeffnen und Schließen des Ventils erlange, hat man die Uebergangscurven cd und af der Fig. 612 so zu zeichnen, daß daselbst die Tangente in irgend einem Punkte mit dem Radius den möglich kleinsten Winkel bildet. Soll dieser Winkel überall denselben Betrag haben, so bestimmen sich die gedachten Uebergangscurven bekanntlich als logarithmische Spiralen. Legt man für gewöhnlich einen Reibungscoefficienten $\varphi = 0{,}2$ zu Grunde, so ist der geringste Werth dieses Winkels bei Anwendung eines Anschlagstiftes ohne Reibrolle zu $arctg\, 0{,}2 = 11^0$ anzunehmen. Wie man leicht erkennt, ist dieser Winkel auch bei den für veränderliche Expansion auf der Steueraxe verschieblichen Höckern als das geringste Maß der Abweichung der Schubrichtung von der Fläche des Höckers in irgend einem Axenschnitte festzuhalten, wenn eine solche Verschiebung überhaupt möglich sein soll.

Wenn eine Maschine mit Höckersteuerung bald rechts, bald links umgehen

soll, so kann man dies dadurch erreichen, daß man für die Auslaßventile sowohl wie für die Einlaßventile zwei diametral entgegengesetzt angeordnete Höcker anbringt, welche sämmtlich mit einander verbunden und so auf der Steuerwelle verschieblich angebracht sind, daß je nach Bedarf das eine oder andere Paar der Höcker die Bewegung der Ventile übernimmt. Fig. 615 zeigt eine solche von Kraft für Fördermaschinen angewandte Steuerung. Auf der Steuerwelle W sind die beiden entgegengesetzten Höcker A_v und A_r für die Auslaßventile und E_v und E_r für die Einlaßventile angebracht, welche den Stiften a und a_1 der Auslaßventile beziehungsweise denjenigen e und e_1 für den Einlaß die Bewegung ertheilen. Alle Höcker sind mittelst einer gemeinschaftlichen genutheten Hülse auf der mit einer Feder versehenen Steuerwelle W verschieblich angebracht und zur Verschiebung dient ein in die Hals-

Fig. 615.



nuth N eingreifender Steuerhändel. Die gezeichnete Stellung entspricht dem Stillstande der Maschine, und es stellt sich eine Umdrehung nach vorwärts oder rückwärts ein, je nachdem durch eine Verschiebung der Hülse nach rechts oder links die Höcker A_v und E_v oder diejenigen A_r und E_r zur Wirkung auf die Ventile gebracht werden. Hierbei sind die Einlaßhöcker für veränderliche Expansion eingerichtet, so daß der Füllungsgrad um so größer wird, je weiter die Höckerhülse aus ihrer mittleren Lage nach der Seite verschoben wird. Das Gewicht G dient hierbei zur Ausgleichung der Höckerhülse mittelst der doppelarmigen Hebel H, um die Bewegung der ersteren zu erleichtern.

§. 296. **Collmann'sche Steuerung.** Man kann beliebige Füllungen oder Expansionsgrade auch durch die mittelst Excenter bewegten Ventilsteuerungen erreichen, wenn man nur die Bewegung der Einlaßventile von derjenigen

der Auslaßventile unabhängig macht. Auf die Bewegung der letztern hat die Größe des Füllungsgrades keinen Einfluß und daher werden die Auslaßventile auch bei den Expansionssteuerungen immer in derselben Weise durch Excenter oder Daumen bewegt, wie es bei den oben besprochenen Steuerungen der Fall ist. Zur Erzielung eines beliebigen Füllungsgrades ist also nur eine Einrichtung nöthig, welche den Schluß der Einlaßventile in dem gewünschten Zeitpunkte herzustellen gestattet. Man hat dabei aus dem schon mehrfach erwähnten Grunde eines möglichst ökonomischen Betriebes die Steuerungen meistens so ausgeführt, daß der Expansionsgrad der erforderlichen Arbeitsleistungen entsprechend veränderlich gemacht werden kann, sei es nun, daß diese Veränderung durch die Hand oder durch die Hülfe des Regulators bewirkt wird. Von den vielen Ventilsteuerungen dieser Art, welche in der neueren Zeit angegeben worden sind, soll nur die durch ihre vorzügliche Wirksamkeit ausgezeichnete und vielfach ausgeführte Steuerung von Collmann hier näher besprochen werden.

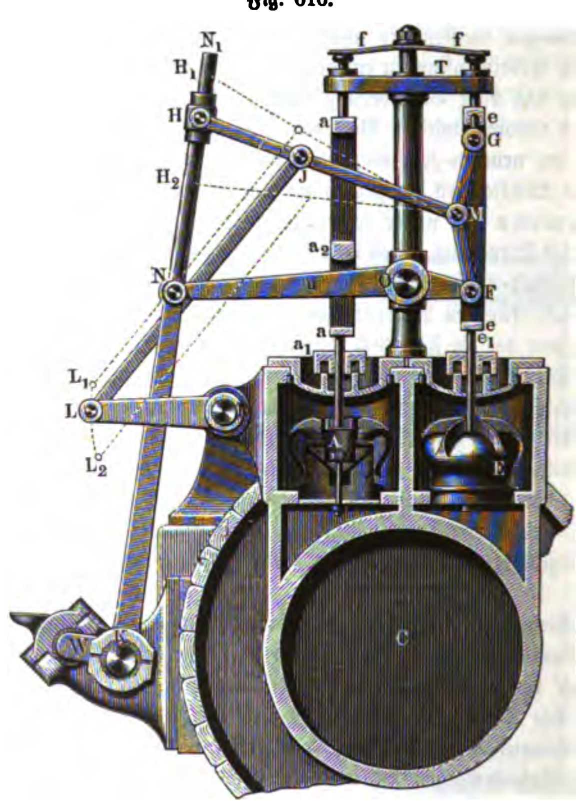
Bei dieser Steuerung, deren wesentliche Einrichtung aus Fig. 616 (a. f. S.) hervorgeht, sind an jedem Ende des Dampfcylinders C zwei Glockenventile, das eine, A, für den Austritt und das andere, E, für den Eintritt des Dampfes von der in Fig. 607 dargestellten Einrichtung angebracht. Die durch die Stopfbüchsen a_1 und e_1 der Ventilgehäuse heraustretenden Stangen sind oberhalb zu geschlitzten Rahmen aa und ee ausgebildet und erhalten oberhalb der ihnen zur Führung dienenden Traverse T durch die auf ihre Enden drückende Feder ff stetig ein Bestreben, die Ventile zu schließen. Zur Bewegung der letztern dient eine parallel zur Cylinderaxe gelagerte Steuerwelle W, welche von der Kurbelwelle der Maschine durch gleiche conische Räder umgedreht wird, daher mit dieser Welle gleich viele Umdrehungen macht.

Diese Steuerwelle trägt für jedes Paar der an einem Cylinderende angebrachten Ventile A und E ein Excenter oder eine Kurbel K, deren Lenkerstange KN den um O drehbaren Hebel NOF in schwingende Bewegung versetzt. Die Schwingungen dieses Hebels werden direct dazu verwendet, das Auslaßventil A während der erforderlichen Zeit zu öffnen, indem der Hebel im Aufwärtsgehen bei u gegen den Quersteg a_2 der Ventilstange trifft und das Auslaßventil erhebt. Für diese Bewegung gelten die in §. 294 gemachten Bemerkungen, und es ist dem entsprechend auch dem Hebel NO unterhalb der genügende todte Gang in dem Schlitze der Ventilstange aa belassen, um die Bewegung des Hebels auch während der Zeit zuzulassen, für welche das Ventil A durch die Feder f geschlossen gehalten wird.

Zur Bewegung des Einlaßventils E ist das Ende F des schwingenden Hebels mit dem Rahmen ee durch den Bolzen G verbunden, und zwar ist die Verbindung mit Hülfe eines Kniegelenks FMG bewirkt, dessen unterer

Bolzen *F* die Bewegung des Hebelarms *OF* empfängt. Würde die Verbindung zwischen *F* und *G* durch ein starres Glied geschehen, so müßte die Bewegung der Stange *e* und des Ventils lediglich durch die Kurbel *K* erfolgen. Nun wird aber gleichzeitig mit dieser auf- und niedergehenden Bewegung von *F* dem mittlern Gelenke *M* des Knies eine seitliche Bewegung ertheilt, in Folge wovon der Punkt *M* von der linken Seite der Stange *e* nach

Fig. 616.



der rechten und umgekehrt sich bewegt, wodurch also das Knie abwechselnd gestreckt und wieder eingeknickt wird. Diese seitliche Bewegung erhält der Mittelbolzen *M* von der über *N* hinaus verlängerten Kurbelstange *KN* mittelst einer Schubstange *HM*, die an eine auf NN_1 verschieblich aufgesteckte Hülse *H* angeschlossen ist. Es ist nun ersichtlich, daß die hierdurch auf *M* übertragene seitliche Bewegung ein Emporsteigen oder ein Abwärtsgehen des Bolzens *G* und damit der Ventilstange *ee* zur Folge haben muß.

je nachdem der Bolzen M sich der geraden Verbindungslinie FG nähert oder davon entfernt. In Folge dieser Anordnung wird das Ventil E mit einer der Summe oder der Differenz der beiden auf F und M übertragenen Bewegungen gehoben werden, je nachdem diese Bewegungen gleich oder entgegengesetzt gerichtet sind. Folglich wird das Ventil wieder geschlossen sein, sobald die durch M veranlaßte absteigende Bewegung den Betrag der Erhebung erreicht hat, um welchen der Bolzen F aus derjenigen Lage bewegt worden ist, die dem geschlossenen Zustande des Ventils entspricht. Man erkennt nun, daß dieser Augenblick, in welchem das Ventil wieder zum Schluß gelangt, von der Größe der dem Mittelzapfen M ertheilten seitlichen Bewegung abhängig sein muß, und zwar wird der Schluß um so früher eintreten, je größer diese Seitenbewegung ist, während beim gänzlichen Fortfall dieser Seitenbewegung das Ventil sich nur unter dem Einflusse der Kurbel K bewegen würde, d. h. es würde wie bei der in §. 294 besprochenen Steuerung der Dampf nahezu während des ganzen Kolbenschubes eintreten können. Die Veränderung der auf den Mittelbolzen M übertragenen Seitenbewegung wird nun in einfacher Weise durch eine Verschiebung der Gleithülse H auf der cylindrischen Stange NN_1 bewirkt, denn der seitliche Ausschlag, welchen diese Hülse H erfährt, wächst mit der Entfernung derselben von dem Bolzen N, um welchen die Kurbelstange KNN_1 schwingt. Um diese Verschiebung zu erzielen, dient der Hebel RL, welcher bei einer ihm ertheilten Drehung in die punktirten Lagen L_1 oder L_2 vermittelst der Stange LJ eine Verschiebung der Hülse H auf NN_1 nach H_1 oder H_2 veranlaßt. Die Drehung des Hebels RL kann dabei entweder durch die Hand oder dadurch geschehen, daß man die Hülse des Regulators mittelst einer Zugstange auf einen auf R angebrachten Hebel wirken läßt. Die hier beschriebene Anordnung ist, wie erwähnt, für jedes Cylinderende vorhanden und die Drehung der Welle R wird eine Verstellung der beiden auf den Kurbelstangen NN_1 verschieblichen Hülsen H in gleicher Weise bewirken. Bei geeigneter Wahl der Verhältnisse gestattet diese Steuerung, alle Füllungsgrade zwischen 0,01 und 0,9 zu erreichen.

Da nach dem Schluß des Eintrittsventils dem Hebelmechanismus die durch die Kurbel K ertheilte Bewegung gestattet sein muß, insbesondere der Bolzen F auch bei geschlossenem Ventile an der niedergehenden Bewegung nicht gehindert sein darf, so muß auch bei dieser Steuerung ebenso wie bei der in §. 294 angegebenen einfachen Excenterbewegung für ein bestimmtes freies Spiel oder einen todten Gang des Mechanismus gesorgt sein. Dies ist hier dadurch erzielt, daß der obere Schenkel MG des Kniegelenks nach Fig. 617 (a. f. S.) aus zwei in einander verschieblichen Theilen besteht, von denen der eine, g, die Gestalt einer Röhre hat, die durch den Bolzen G mit der geschlitzten Ventilstange ee verbunden ist, während der Bolzen M mit

einem cylindrischen Stabe g_1 vereinigt worden, der in der Hülse g verschieblich ist. Auf diese Weise kann der untere Schenkel MF des Knies bei feststehender Ventilstange ee nach unten frei ausweichen, und eine Erhebung des Ventils findet erst von dem Augenblicke an statt, wo der Anschlagbund p des Stabes g_1 sich gegen das Ende q der Röhre g setzt, welches Ende zur Milderung der Stöße mit einem elastischen Material ausgefüttert ist.

Diese Steuerung, welche, wie bemerkt wurde, in neuerer Zeit vielfach an Dampfmaschinen zur Anwendung gebracht ist, hat sich sehr gut bewährt und

Fig. 617.



Fig. 618.

sich namentlich dadurch ausgezeichnet, daß der Füllungsgrad zwischen sehr weiten Grenzen leicht durch den Regulator verändert werden kann, und daß sowohl das Eröffnen wie das Abschließen der Eintrittsventile mit der gehörigen Geschwindigkeit geschieht, welche eine Drosselung des Dampfes vermeiden läßt. Von dieser Geschwindigkeit des Oeffnens und Schließens erhält man am besten Aufschluß durch ein Diagramm, wie es in Fig. 618 gezeichnet ist.

In diesem Diagramm, welches der Collmann'schen Patentschrift *) entnommen worden, und das für einen Füllungsgrad gleich $^1/_2$ gilt, stellt ab in verjüngtem Maßstabe den Kolbenhub vor, und die zu dieser Axe ab senkrechten Ordinaten der Curve $aefgh$ bedeuten für jede Kolbenstellung den verticalen Abstand, in dem der Mittelpunkt der Anschlagscheibe p, Fig. 617, von derjenigen Höhenlage sich befindet, in welcher der Mittelpunkt der Anschlagfläche q im geschlossenen Zustande des Ventils gelegen ist. Demnach stellen

*) P.-R. 2714 vom 19. August 1877.

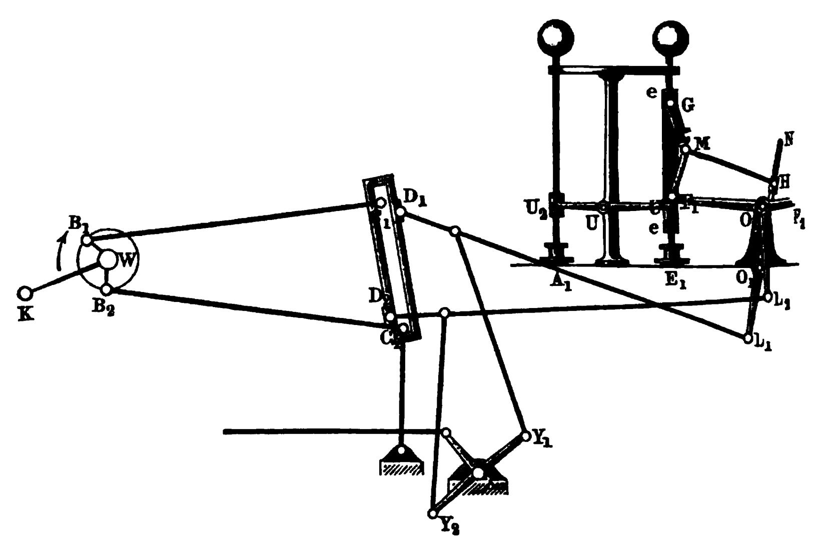
die Ordinaten der oberhalb ab gelegenen schraffirten Fläche $aefc$ die Eröffnungen des Ventils vor, während die Ordinaten des unterhalb gelegenen Curvenzweiges $cgha$ die verticalen Verschiebungen angeben, welche dem Stabe g_1 in der Hülse g zugelassen werden müssen. Um aus den Eröffnungen des Ventils ein Urtheil über die Größe der eintretenden Drosselung des Dampfes beim Durchgange durch das Ventil zu gewinnen, kann man folgende Bemerkung machen.

Hat man für irgend eine Maschine mit Rücksicht auf die Erfahrung für die Eintrittscanäle eine bestimmte Größe des Querschnitts festgestellt, und demgemäß die Größe des Ventils bemessen, und ist dieser Querschnitt bei der größten Kolbengeschwindigkeit durch eine entsprechende Ventilerhebung hergestellt, so kann man sich bei geringeren Kolbengeschwindigkeiten auch mit einer entsprechend kleinern Ventilerhebung begnügen, ohne dabei eine wesentlich stärkere Drosselung zu erhalten. Die größte Kolbengeschwindigkeit findet nun unter der Annahme einer gleichförmigen Kurbeldrehung und einer sehr langen Lenkerstange in der Mitte des Kolbenhubes statt, wenn die Kurbel um 90° von den todten Punkten entfernt ist. Für irgend eine andere Entfernung der Kurbel um den Winkel ω von dieser mittlern Stellung ist dann die zugehörige Geschwindigkeit des Kolbens in dem Verhältnisse $\cos \omega$ kleiner als in der mittlern Stellung, demgemäß darf auch die Ventilerhebung in diesem Augenblicke in demselben Verhältnisse kleiner angenommen werden als bei gänzlicher Eröffnung. Stellt nun in der mittlern Kolbenstellung c, für welche die Kurbel in ck steht, cd die erforderliche ganze Erhebung des Ventils vor, so ist die Geschwindigkeit des Kolbens in irgend welcher andern Lage c_1 entsprechend der Kurbelrichtung ck_1 in dem Verhältnisse $\frac{k_1 c_1}{kc}$ kleiner und daher hier auch nur eine Ventilerhebung $c_1 d_1 = \frac{k_1 c_1}{kc} cd$ nöthig. Es ist leicht ersichtlich, daß die über ab und durch d gezeichnete Ellipse adb durch ihre Ordinaten für jede Kolbenstellung angiebt, wie hoch das Ventil dabei erhoben sein muß, wenn der oben angegebenen Bedingung für die Weite der Eintrittsöffnung genügt werden soll. Man erkennt daher aus der Figur, daß auf dem Wege des Kolbens von a bis f_0 das Ventil mehr als genügend eröffnet ist und nur auf der Strecke von f_0 bis c eine zu geringe Oeffnung vorhanden ist, die auch eine entsprechende Drosselung im Gefolge haben muß. Es ist dies eine Folge der schleichenden Bewegung, welche dem Ventile mittelst der betrachteten Steuerung ertheilt wird, und hierin unterscheidet sich die letztere wesentlich von den Präcisionssteuerungen, bei denen der Abschluß schneller erfolgt und welche in den folgenden Paragraphen besprochen werden sollen.

Auch für Umsteuerungen hat Collmann verschiedene Anordnungen an-

gegeben, von denen hier nur die durch das D. R.-P. Nr. 2714 vom 19. August 1877 geschützte angeführt werden soll. Auf der Kurbelwelle W, Fig. 619, sind hierbei zwei Excenter B_1 und B_2 befestigt, welche von der Kurbel WK nach beiden Seiten hin um den Winkel $\varphi = 70^0$ abweichen und deren Stangen eine schwingende Coulisse $C_1 C_2$ ergreifen. Auf dieser letztern sind die beiden Gleitstücke D_1 und D_2 verschieblich angebracht, von denen Schubstangen nach den beiden Hebeln $O_1 L_1$ und $O_2 L_2$ gehen. Der letztere Hebel $O_2 L_2$ ist mit dem Doppelarme $F_1 O_2 F_2$ verbunden, von

Fig. 619.



welchem je ein Arm F_1 und F_2 zur Bewegung eines Einlaßventiles dient. Hierzu hängt das Einlaßventil E_1 wieder an einer rahmenförmig geschlitzten Ventilstange e, auf welche die Bewegung von F_1 mit Hülfe des Kniehebels $F_1 MG$ in der oben angegebenen Weise übertragen wird. Ebenso empfängt der Mittelzapfen M dieses Kniegelenks eine seitliche Bewegung durch die Stange HM, deren Endpunkt an einem Gleitstücke H angebracht ist, das auf der Verlängerung $O_1 N$ des Hebels $O_1 L_1$ verstellbar ist. Man ersieht hieraus, wie unter dem Einflusse der beiden auf F_1 in verticaler Richtung und auf M horizontal ausgeübten Bewegungen das Einlaßventil in gleicher Art gesteuert wird, wie bei der Anordnung der Fig. 616, und man kann den Augenblick des Verschließens durch Verstellung der Hülse H auf $O_1 N$ ebenfalls verändern, wozu ein in der Figur nicht weiter angegebener Winkelhebel von ähnlicher Einrichtung wie in Fig. 616 angewendet werden kann.

Wenn die Kurbel im Sinne des Pfeiles sich dreht, so wird zunächst das linksseitige Einlaßventil E_1 geöffnet, indem der Hebel $O_2 L_2$ von seiner verticalen Mittelstellung nach links ausschlägt, und während der Kolben sich nach rechts verschiebt, wird der Eintritt so lange offen gehalten, als dies der Stellung des Gleitstückes H auf $O_1 N$ entspricht. Das zugehörige Auslaßventil A_1 ist während dieser Zeit geschlossen und dasselbe wird erst geöffnet, wenn kurz vor Beendigung des Kolbenlaufes der Hebelarm $O_2 L_2$ aus seiner verticalen Mittelstellung nach rechts ausschlägt, in welchem Augenblicke der Endpunkt F_1 auf den um U drehbaren Hebel $U_1 U_2$ drückt, wodurch das Auslaßventil A_1 gehoben wird.

Um die Maschine umzusteuern, hat man nur nöthig, mit Hülfe des um X drehbaren Hebels $Y_1 Y_2$ die Gleitstücke D auf der Coulisse zu verschieben, so daß D_1 seine Bewegung von B_2 und D_2 von B_1 empfängt; wegen der symmetrisch zur Kurbelrichtung aufgestellten Excenter muß dann die Maschine in der entgegengesetzten Richtung umlaufen.

Präcisionssteuerungen. Die Präcisionssteuerungen sind nach dem §. 297. früher Bemerkten dadurch gekennzeichnet, daß der Abschluß der Einlaßorgane durch die freie Einwirkung äußerer Kräfte (Gewichte oder Federn) erfolgt, indem zur Erzielung dieses Abschlusses das betreffende Organ gänzlich von dem die Steuerung antreibenden Bewegungsmechanismus losgekuppelt wird. Diesem Mechanismus liegt daher nur das Oeffnen der Einlaßorgane ob, und daraus folgt, daß jedes Einlaßorgan im Verlaufe einer Kurbelumdrehung während einer gewissen Zeit in zwangläufiger Verbindung mit dem Bewegungsmechanismus ist, worauf eine Auslösung dieser Verbindung folgt, welche letztere erst wieder hergestellt wird, sobald nach Ablauf einer vollen Umdrehung von Neuem eine Eröffnung des zugehörigen Eintrittscanals bewirkt werden muß. Bei einer Anzahl von n Umdrehungen der Maschine hat man daher im Ganzen für die beiden Eintrittscanäle $2n$ mal eine Auslösung und $2n$ mal wieder eine Verbindung der gedachten Organe mit dem Bewegungsmechanismus vorzunehmen.

Dagegen verbleiben die Auslaßorgane auch bei den Präcisionssteuerungen ununterbrochen in Verbindung mit dem Bewegungsmechanismus, so daß die Bewegung dieser Theile immer eine schleichende ist, für welche die vorstehend gemachten Bemerkungen gelten.

Zum Abschluß der Canäle wendet man auch hier ebensowohl Schieber als Ventile an. Bei den von Corliß, dem Erfinder dieser Steuerungen, ausgeführten und nach ihm benannten Corlißmaschinen, finden sich immer Drehschieber angeordnet, d. h. cylindrische Abschlußkörper, welche nach Art von Hähnen in dicht schließenden Gehäusen untergebracht sind und durch die ihnen ertheilte pendelnde Bewegung das Oeffnen und Schließen der

Canäle bewirken. Bei den später in den verschiedensten Ausführungsformen hergestellten Präcisionssteuerungen dagegen hat man vielfach doppelsitzige Ventile in Glockenform oder Röhrengestalt zur Verwendung gebracht, während ebene Schieber hierbei nur verhältnißmäßig selten verwendet worden sind.

Aus dem vorstehend Angeführten geht schon hervor, daß bei allen Präcisionssteuerungen für jeden Einlaßcanal zwei von einander gesonderte Theile, ein activer und ein passiver, angeordnet werden müssen, von denen der eine active, von der Kurbelwelle aus ununterbrochen bewegte, dazu dient, dem andern passiven mit dem Abschlußorgane fest verbundenen Theile eine solche Bewegung zu ertheilen, wie sie zum Oeffnen des Canals erforderlich ist.

Die ganze Anordnung der Steuerung muß so beschaffen sein, daß diese beiden Theile zur gehörigen Zeit mit einander verbunden und von einander abgelöst werden, und zwar überträgt man die richtige Einstellung der hierzu dienenden Auslösevorrichtung bei allen Präcisionssteuerungen dem Regulator.

Die Art, wie die hier gedachte Ein- und Auslösung bewirkt werden kann, ist nun sehr verschieden, und die vielen in der neuern Zeit bekannt gewordenen Präcisionssteuerungen unterscheiden sich von einander hauptsächlich in diesem Punkte. Man kann indessen alle diese verschiedenen Anordnungen von gewissen Gesichtspunkten aus in bestimmte Gruppen theilen und es möge hier diejenige Eintheilung gewählt werden, welche v. Reiche*) angegeben hat.

Hiernach hat man zunächst den Fall zu betrachten, für welchen der getriebene Maschinentheil während seines Antriebs durch den treibenden genau dieselbe Bahn durchläuft, in welcher der letztere sich bewegt. In diesem Falle bezeichnet v. Reiche die beiden Theile einfach als Mitnehmer und Mitgänger, und es ergiebt sich leicht, daß zur Verbindung dieser beiden Theile hierbei eine Sperrklinke angebracht werden muß, deren Ausklinkung durch die vom Regulator beeinflußte Auslösevorrichtung bewirkt wird, während das Wiedereinklinken durch die relative Bewegung des Mitnehmers gegen den im Ruhestande befindlichen Mitgänger erfolgt.

Aus Fig. 620 wird diese Anordnung ersichtlich. Hier stellt die Stange G den Mitgänger vor, welcher in horizontaler Richtung verschieblich, mittelst der Kuppelstange $g_1 g_2$ den cylindrischen Schieber E in Schwingungen versetzt, durch welche der Eintrittscanal e abwechselnd geöffnet und verschlossen wird. Als treibender Theil oder Mitnehmer wirkt der um den festen Zapfen O drehbare Hebel ON, welchem durch die schwingende Steuerwelle W mittelst der Zugstange z eine pendelnde Bewegung ertheilt wird. Mit N drehbar

*) Der Dampfmaschinen-Constructeur.

verbunden ist die Sperrklinke $k_1 k_2$, welche, mit einem Ansatze k_1 gegen die Stahlnase n des Mitgängers drückend, den letztern von links nach rechts verschiebt und dadurch den Canal e öffnet, so lange k_1 und n in Berührung sind. Wird aber k_1 gehoben, was dadurch geschieht, daß das hintere Ende k_2 gegen die Auslösungsplatte l trifft, so ist der Mitgänger G von dem Mitnehmer N abgelöst, und der Rückgang von G erfolgt durch die Spannung der Blattfeder F, deren freies Ende mit G durch die Zugstange $f_1 f_2$ verbunden ist. Hierdurch wird der Schieberhebel E_1 in die Stellung E_2 geschnellt, womit ein plötzlicher Abschluß des Eintrittscanals e verbunden ist. Man erkennt leicht, daß der Augenblick dieser Auslösung und damit die Füllung des Cylinders von der Höhenlage der Anstoßplatte l abhängig ist und diese Auslösung um so früher eintritt, je tiefer diese Platte l durch die Erhebung

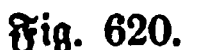
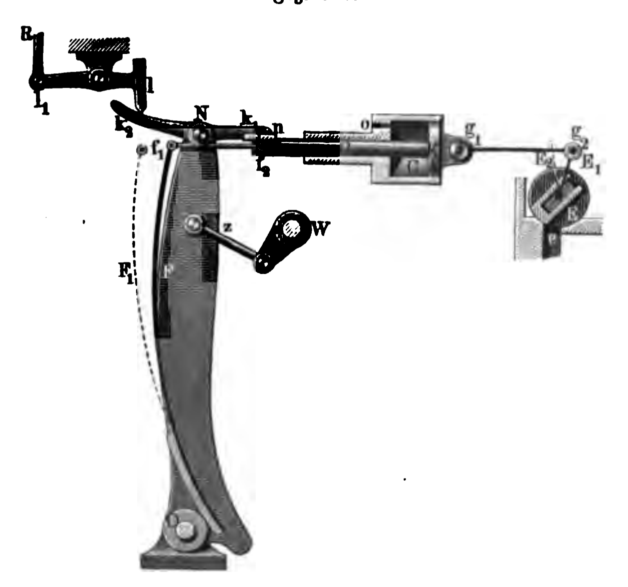


Fig. 620.

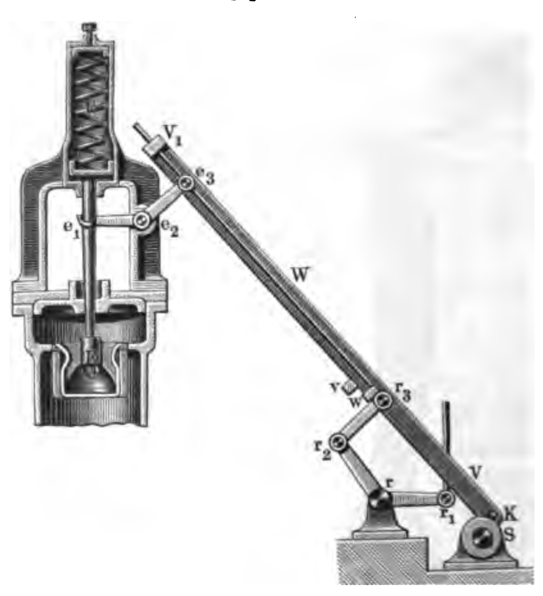


der auf l_1 wirkenden Stange R der Regulatorhülse herabgestellt wird. Das Wiedereinklinken des Ansatzes k_1 gegen die Nase n geschieht bei der rückgängigen Schwingung des Mitnehmerhebels N, und man hat die Verhältnisse derart zu wählen, daß die Einklinkung schon vor beendetem Kolbenlauf geschehen ist, so daß vermöge der darauf folgenden Bewegung des Hebels N nach rechts schon eine gewisse Voröffnung des Eintrittscanals e erzeugt ist, wenn die Kurbel in den todten Punkt getreten ist. Die Feder F, welche in die Lage F_1 gekommen ist, wird bei der Eröffnung des Canals von neuem

gespannt, so daß sie im Augenblicke der wieder stattfindenden Auslösung der Klinke *k* in der beschriebenen Weise von neuem in Wirkung treten kann. Diese Vorrichtung ist von Corliß bei einzelnen seiner Maschinen angewendet worden. Es ist ersichtlich, daß man die Klinke *k* auch an dem Mitgänger *G* anbringen kann, wodurch die Anordnung nicht wesentlich geändert wird.

Von den hier besprochenen, durch Mitnehmer und Mitgänger wirkenden Steuerungen unterscheidet v. Reiche die durch Verdränger und Ausweicher wirkenden, d. h. diejenigen, bei welchen die Bahnen, welche dem treibenden und dem getriebenen Maschinentheile zugelassen sind, nicht zusammenfallen, sondern wobei diese Bahnen zwei verschiedene sich durchschneidende Curven sind. Es ist erkenntlich, daß bei einer

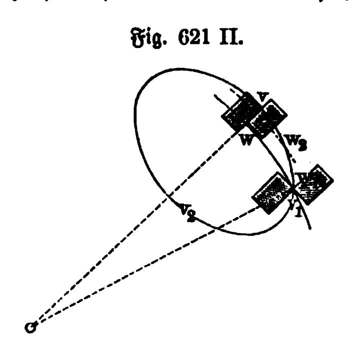

Fig. 621 I.



solchen Anordnung die Berührung des treibenden und des getriebenen Theiles in einem solchen Schnittpunkte der beiden Bahnlinien aufhören muß, und man hat zur Veränderung des Füllungsgrades nur nöthig, diesen Durchschnittspunkt zu verlegen, was dadurch geschehen kann, daß man die Bahn veränderlich macht, welche der eine der beiden Theile, der treibende oder der getriebene, beschreiben kann. Diese Wirkung wird am besten durch Betrachtung der Fig. 621 I. deutlich, welche der Anordnung der (ältern) Steuerung von Sulzer entspricht.

Hierbei hängt jedes Einlaßventil E mittelst seiner Ventilstange an dem einen Arme $e_1 e_2$ eines Winkelhebels $e_1 e_2 e_3$, dessen anderer Arm durch ein Scharnier bei e_3 mit der Stange W verbunden ist, welche hierbei die Stelle des Ausweichers übernimmt. Als Verdränger dient die Stange $V_1 V$ eines Excenters oder einer Kurbel K auf der Steuerwelle S, die mit derselben Umdrehungsgeschwindigkeit wie die Maschinenwelle gedreht wird. Der Endpunkt V_1 dieser gabelförmig geschlitzten Excenterstange kann dabei auf der cylindrischen Ausweicherstange W gleiten, so lange die letztere und das Ventil E in der Ruhelage befindlich sind. Ein mit der Excenterstange V fest verbundener Anschlag v nimmt hierbei eine Bewegung an, vermöge deren jeder Punkt desselben in einer geschlossenen eiförmigen Linie sich bewegt, wie dieselbe in Fig. 621 II. in größerm Maßstabe dargestellt und mit $v v_1 v_2$ bezeichnet ist. An der Ausweicherstange W befindet sich ein entsprechender Knaggen w, welcher die Veranlassung ist, daß die Stange W von dem Augenblicke an durch V fortgeschoben oder verdrängt wird, in welchem sich der Ansatz v gegen ihn legt. Die Stange W ist unterhalb bei r_3 durch eine Pendelstange $r_2 r_3$ mit dem für einen bestimmten Füllungsgrad als fest anzusehenden Zapfen r_2 verbunden, und da $r_2 r_3$ gleich und parallel mit $e_2 e_3$ angeordnet ist, so bewegt sich die Stange W in solcher Art, daß jeder ihrer Punkte einen Kreis vom Halbmesser $r_2 r_3 = e_2 e_3$ beschreibt. In Fig. 621 II. ist mit $w w_1$ derjenige Kreis bezeichnet, in welchem sich die untere Kante w des mit W verbundenen Knaggens bewegen muß, und man erkennt, daß der Durchschnittspunkt w_1 dieses Kreises mit der Bahncurve $v v_1 v_2$ der obersten Kante des Anschlages v diejenige Stellung ergiebt, in welcher ein Abschnappen der beiden Knaggen von einander stattfindet, d. h. in welcher V aufhört, verdrängend auf W zu wirken. Das nunmehr frei gewordene Ventil E schließt sich daher sofort unter dem Einflusse der Schraubenfeder F, wodurch die Stange W wieder gehoben und der Knaggen von w_1 in die Lage w zurückgeführt wird, in welcher er dann von dem auf der Curve $v_1 v_2 v$ umgehenden Anschlage v des Verdrängers von neuem ergriffen werden kann. Bei dem nunmehr erfolgenden Oeffnen des Ventils wird die Feder F gleichzeitig wieder gespannt. Es ist ersichtlich, daß man zur Veränderung des Füllungsgrades nur nöthig hat, die Kreisbahn $w w_1$ der Kante w zu heben oder zu senken, was durch den Hebel $r_2 r r_1$ geschehen kann, auf dessen Arm $r r_1$ die Regulatorhülse einwirkt. Wenn z. B. r_2 gehoben wird, so beschreibt die

Fig. 621 II.



Kante w einen höher gelegenen Kreis, wie er in Fig. 621 II. punktirt angegeben ist, und der Augenblick des Abschnappens tritt in einem frühern, dem Durchschnittspunkte w_2 entsprechenden Augenblicke ein, d. h. die Füllung des Cylinders wird geringer.

Bei der hier besprochenen Einrichtung bewegt sich der verdrängende Knaggen v in einer geschlossenen Curve, und derselbe kommt daher auf dem Wege von v_1 durch v_2 nach v, während das Ventil E geschlossen bleiben muß, nicht in Berührung mit dem Knaggen w, welcher, wie bemerkt, bei der Schlußbewegung durch die Feder F auf demselben Wege $w_1\,w$ zurückgezogen wird, auf welchem er von dem Verdränger vorgeschoben wurde. Es giebt indeß auch solche Präcisionssteuerungen, bei denen dem verdrängenden Knaggen anstatt einer in sich geschlossenen eine hin- und wiederkehrende Bewegung ertheilt wird. In diesem Falle, welcher z. B. vorliegt, wenn man den verdrängenden Knaggen v durch ein Excenter so in Schwingung versetzt, daß er die Bahn $v\,v_1$ hin und zurück durchläuft, kommt derselbe während dieses Rückganges zum zweiten Male mit dem zurückgezogenen Knaggen w des Ausweichers in Berührung. Damit hierbei eine Einwirkung von v auf w nicht stattfinde, hat man die Einrichtung so zu treffen, daß v nur in der einen Richtung behufs Eröffnung des Ventils auf w wirkt, während beim Rückgange von v eine Wirkung zwischen beiden Knaggen nicht stattfinden kann. Man hätte hier dem einen der beiden Theile eine Sperrklinke von entsprechender Anordnung zu geben. Da Sperrklinken leicht unzuverlässig arbeiten, so müssen diejenigen Anordnungen mit hin- und rückkehrendem Verdränger denjenigen nachgestellt werden, bei denen die Bewegung des Verdrängers eine kreisläufige nach Art der Fig. 521 ist, da hierbei die Nothwendigkeit einer Sperrklinke nicht auftritt. Aus demselben Grunde dürfen auch die letztgedachten Anordnungen denjenigen mit Mitnehmer und Mitgänger vorgezogen werden, da diese gleichfalls der Sperrklinken nicht entbehren können.

In welcher Art man nun auch die Steuerung anordnen möge, ob mittelst Mitnehmer oder Verdränger, in allen Fällen handelt es sich darum, daß die beiden auf einander wirkenden Knaggen aus möglichst hartem Stahl gebildet werden, damit die betreffenden Kanten immer hinreichend scharf bleiben, weil nur hiermit eine präcise Wirkung der Steuerung zu erreichen ist. Da unmittelbar vor dem Abschnappen der beiden Kanten der Druck zwischen dem treibenden und getriebenen Organe durch eine sehr kleine Berührungsfläche aufgenommen werden muß, so wird hierdurch ein verhältnißmäßig schnelles Abführen der betreffenden Knaggen und damit eine weniger genaue Wirkung veranlaßt. Dieser Uebelstand tritt besonders stark hervor, wenn die Umdrehungszahl der Maschine eine große ist, so daß die schnell auf einander folgenden Ein- und Auslösungen mit entsprechenden Stoßwirkungen

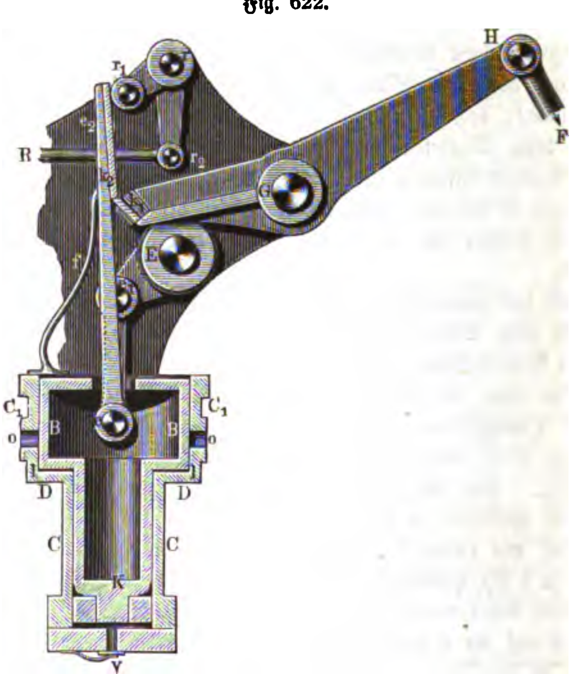
verbunden sind. Aus diesem, sowie auch aus einem andern weiter unten sich ergebenden Grunde eignen sich die Präcisionssteuerungen nicht für schnell gehende Dampfmaschinen.

Zur Erzielung der Schlußbewegung nach geschehener Auslösung wandte Corliß bei seinen ersten Maschinen Gewichte an, welche an Hebeln der Drehschieber angebracht, beim Eröffnen der letztern angehoben wurden, so daß sie nach geschehener Auslösung die Schieber wieder in die Schlußlage zurückführen konnten. Da das Schließen zur Vermeidung der Drosselung des Dampfes möglichst schnell geschehen muß, so waren hierzu schwere Gewichte erforderlich, welche wiederum im Augenblicke des Abschlusses starke Stoßwirkungen veranlaßten. Diese letzteren zu verkleinern, wurde die Wirkung von Luftbuffern zu Hülfe genommen, welche dadurch hergestellt wurden, daß die cylindrischen Gewichte in Gefäßen spielten, aus denen sie beim Eintreten die Luft verdrängen mußten. Durch Regulirung der Austrittsöffnung für die Luft mit Hülfe eines Hahns oder Ventils hat man es innerhalb gewisser Grenzen in der Hand, die Endgeschwindigkeit, mit welcher die Abschlußorgane in der Schlußlage ankommen, zu beschränken.

Gar bald hat man indessen die Verwendung von Gewichten zum Schließen der Ventile oder Schieber aufgegeben, da die Massen dieser Gewichte zu Störungen Veranlassung geben, und man wendet statt ihrer heute entweder Metallfedern oder den Druck der atmosphärischen Luft, zuweilen auch den Druck des Dampfes an. Die Federn kommen entweder als Blattfedern, wie in Fig. 620, oder als Schraubenfedern nach Art der Fig. 621 zur Verwendung. Um den atmosphärischen Druck zum Schließen der Abschlußorgane wirksam zu machen, versieht man die Zugstange des Abschlußorgans mit einem durch eine Ledermanschette in einem Cylinder C, Fig. 622 (a. f. S), gedichteten Kolben K, welcher beim Oeffnen des Ventils gehoben wird, dabei unter sich ein Vacuum erzeugend, so daß der atmosphärische Druck auf die äußere Fläche dieses Kolbens die Stelle des Gewichtes vertritt. In der Figur ist die obere Verbreiterung B des Kolbens angeordnet, um gleichzeitig die Wirkung eines Luftbuffers zu erreichen, indem der Kolben beim Niedergehen die in der obern Cylindererweiterung C_1 enthaltene Luft durch die Oeffnungen o verdrängen muß. Da diese Oeffnung in gewisser Höhe über dem Boden D der Erweiterung sich befindet, so wird hierdurch eine kleine Luftmenge abgeschlossen, welche wie eine Feder wirkt; zu größerer Sicherheit ist auch noch die Lederscheibe l eingelegt. Das kleine, durch eine Feder von außen angedrückte Ventil v dient dazu, die etwa durch Undichtigkeiten in den Cylinder C eingetretene Luft beim Niedergange des Kolbens K aus dem Cylinder C wieder auszutreiben. Den Dampfdruck hat man nur selten zum Schließen der Canäle verwendet.

Die Geschwindigkeit, mit welcher der Abschluß der Dampfcanäle durch die Anwendung eines der vorgedachten Mittel erreicht werden kann, hängt von den zu beschleunigenden Massen einerseits und von der zur Bewegung derselben verfügbaren Kraft andererseits ab, wogegen die Geschwindigkeit der Kurbelwelle hierauf ohne Einfluß ist. Wenn diese letztere eine große Anzahl von Umdrehungen machen soll, so müßten die Beschleunigungen der Abschlußorgane so beträchtlich werden, daß dadurch die Dauer dieser Theile wesentlich beeinträchtigt würde, andernfalls würden die Abschlußvorrichtungen

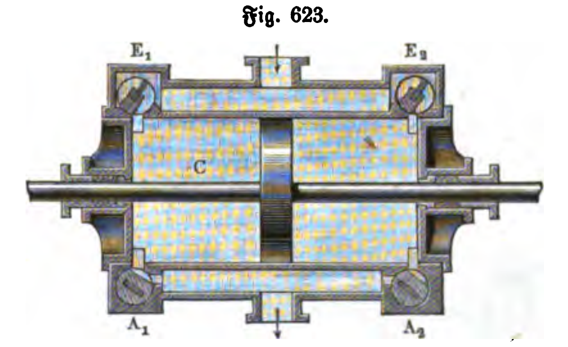
Fig. 622.



in ihrer Bewegung dem schnellen Gange der Maschine nicht folgen und der Schluß eines Eintrittscanals würde möglicher Weise erst erfolgen, wenn der Austrittscanal an demselben Cylinderende schon geöffnet ist. Hierdurch wäre dem Dampfe ein directes Entweichen nach dem Ausgangsrohre ermöglicht, womit natürlich ein bedeutender Verlust verknüpft wäre. Dies ist ein anderer Grund, warum die Präcisionssteuerungen für schnell gehende Maschinen ungeeignet sind und weshalb man für solche Maschinen die Abschlußorgane stets mit dem Bewegungsmechanismus ununterbrochen in zwangläufiger Verbindung erhält, d. h. diese Steuerungen als schleichende ausführt.

Corlisssteuerung. Die Abschlußvorrichtungen bestehen bei den Corliß- §. 298. maschinen aus vier cylindrischen Drehschiebern, welche nach Fig. 623 an den beiden Enden des Cylinders ober- und unterhalb der Axe desselben und rechtwinkelig zu derselben angebracht sind. Bei manchen Constructionen, z. B. bei der von Bede und Farcot (s. d. folg. Paragr.) werden diese

Fig. 623.



Schieber auch in den Cylinderdeckeln untergebracht, wodurch für dieselben zwar eine große axiale Länge ermöglicht wird, ohne daß der schädliche Raum größer ausfällt, wodurch aber die Zugänglichkeit zu dem Cylinder, d. h. die Abnahme der Deckel erschwert wird. In der Figur bedeuten E_1 und E_2 die beiden Einlaßschieber, während A_1 und A_2 den Austritt des Dampfes

Fig. 624.

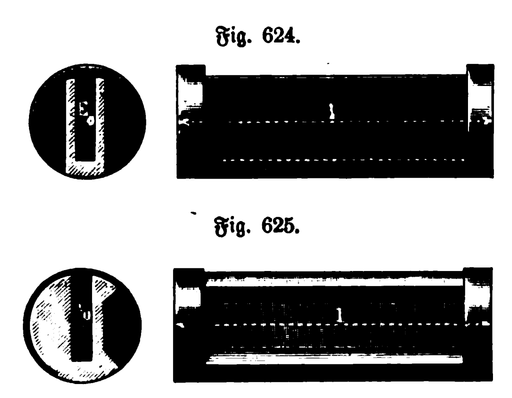
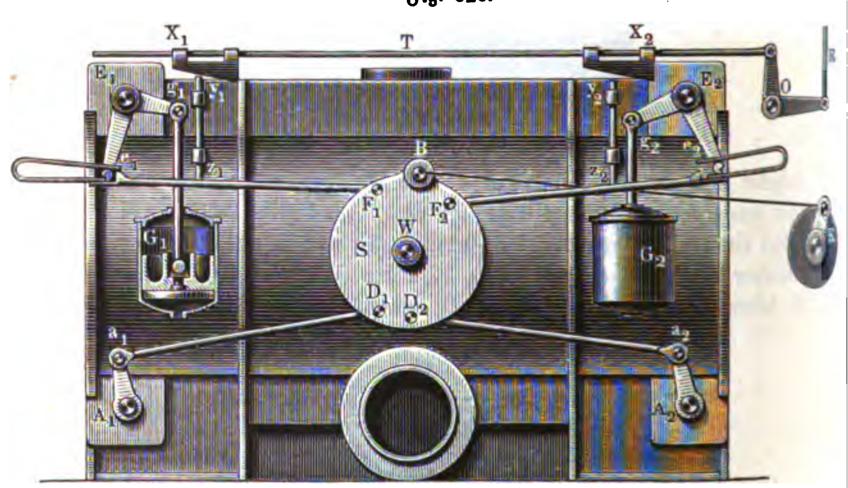


Fig. 625.

reguliren. Eine genauere Darstellung dieser Schieber ist durch die Figuren 624 und 625 gegeben. Man erkennt hieraus, daß die Schieber selbst nur in schmalen Cylinderstreifen das Gehäuse berühren, um die Reibung möglichst gering zu machen, und daß die axiale Länge l der Schieber groß gewählt ist, um eine mäßige Breite der Canäle und damit nur geringe Drehungen

der Schieber nöthig zu machen. In jedem Falle sind diese Schieber so anzuordnen, daß sie durch den Dampfüberdruck gegen ihre Gehäuse gedrückt werden. Zur Aufnahme der einen Schieber umdrehenden Stange oder Axe ist die letztere an der betreffenden Stelle flach gearbeitet und lose in den dazu vorgesehenen Schlitz E_0 oder A_0 des Schiebers eingelegt. In Folge dieser Anordnung, welche derjenigen der gewöhnlichen Muschelschieber entsprechend ist, findet bei eingetretener Abnutzung immer eine Berührung des Schiebers mit seinem Spiegel statt; ohne daß die Axe einer Biegung ausgesetzt ist. Die beiderseits in Lagern geführte Axe tritt auf der einen Seite durch eine Stopfbüchse im Deckel des Schiebergehäuses heraus und nimmt außerhalb den Hebel auf, welcher den Antrieb zur Drehung des Schiebers empfängt.

Fig. 626.



Von der zur Bewegung der Schieber dienenden Einrichtung giebt die Skizze der Fig. 626 eine Vorstellung. Hierin stellen E_1, E_2 die Einlaßschieber, A_1 und A_2 diejenigen für den Auslaß vor. Zur Bewegung dieser Schieber vermittelst der Hebel e_1, e_2, a_1 und a_2 dient die Steuerwelle W, auf welcher eine Scheibe S angebracht ist, die durch ein auf der Kurbelwelle angebrachtes Excenter oder eine Kurbel K an dem Zapfen B in schwingende Bewegung versetzt wird. Vier andere an dieser Scheibe befindliche Zapfen F und D dienen zur Bewegung der Schieber, und zwar sind die Hebel a der Auslaßschieber durch die Stange $D_1 a_1$ und $D_2 a_2$ ununterbrochen in Verbindung mit der Steuerscheibe S. Dagegen sind die von F ausgehenden Stangen $F_1 e_1$ und $F_2 e_2$ an e_1 und e_2 mit Hülfe von ausrückbaren Sperrklinken angeschlossen, derart, daß diese Stangen als Mitnehmer und die Hebel

$E_1 e_1$ und $E_2 e_2$ als **Mitgänger** (s. §. 297) zu betrachten sind. Die Anordnung ist dabei so getroffen, daß das Oeffnen der Schieber durch den Zug der Stangen in der Richtung von e nach F erfolgt, womit ein Heben der Kolben G verbunden ist. Das rechtzeitige Auslösen der Klinken wird durch die verticalen Hemmstangen $y_1 z_1$ und $y_2 z_2$ bewirkt, indem nämlich jede Schubstange Fe bei ihrer Bewegung, wobei die einzelnen Punkte sowohl vertical wie horizontal schwingen, in einem gewissen Augenblicke gegen das untere Ende z der zugehörigen Hemmstange yz stößt. Es ist ersichtlich, daß das mit diesem Anstoßen verbundene Auslösen der Klinken um so früher erfolgen muß, je weiter die betreffenden keilförmigen Anschläge X_1 und X_2 nach links geschoben werden, welche mit der horizontal verschieblichen Schiene T verbunden sind. Die Verstellung dieser Schiene T ist dem Regulator übertragen, dessen Hülse durch die Stange R mittelst des Winkelhebels O derart auf die Schiene T wirkt, daß bei vergrößerter Geschwindigkeit der Maschine die emporsteigende Hülse eine Verschiebung der Schiene T nach links bewirkt und damit ein früheres Auslösen der Sperrklinken zur Folge hat. Wie bei

Fig. 627.



ausgelösten Sperrklinken durch den Druck der Atmosphäre auf die Kolben G_1 und G_2, welche die Hebel g_1 und g_2 niederziehen, eine Rückbewegung der Schieber und damit ein Schluß der Eintrittscanäle bewirkt wird, ist deutlich.

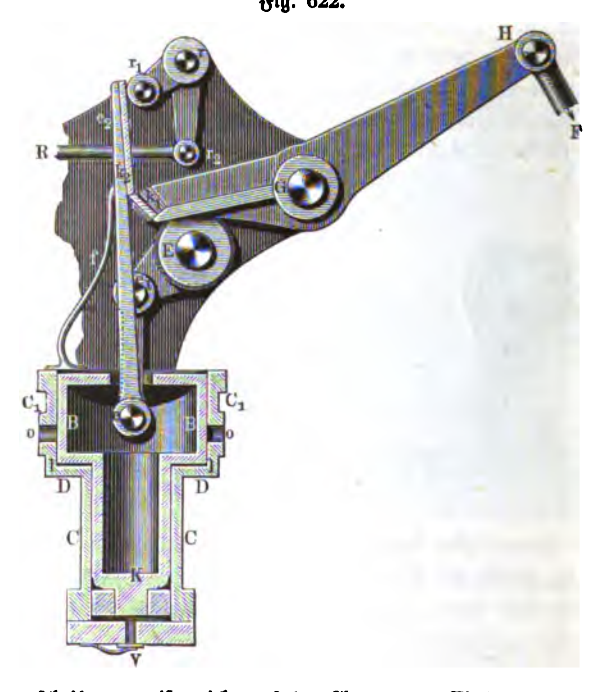
Die besondere Einrichtung der Klinkvorrichtung geht aus Fig. 627 hervor, welche die Verbindung einer Schubstange Fe mit dem Schieberhebel Ee zeigt. Der Zapfen e des letztern ist hier mit einer Nase k_2 versehen, gegen welche sich der Ansatz k_1 der Zugstange F unter dem Einflusse des federnden Bügels f anlegt. Wenn jedoch bei der nach links gerichteten Bewegung von e, wobei die Zugstange F gleichzeitig erhoben wird, ein Anstoßen derselben gegen die Hemmstange z erfolgt, so muß ein weiteres Emportreten des an die Steuerscheibe geschlossenen Endes der Zugstange ein Ausklinken von k_1 aus k_2 bewirken, so daß der atmosphärische Druck auf den Kolben

den Hebel G niederziehen kann, um den Schieber zu schließen. Hierbei wird der Zapfen e in der Schleife f gehalten (s. Fig. 627 II), so daß beim nachherigen Rechtsgange der Schubstange F wieder ein Einklinken von k_1 in k_2 eintritt.

Die Einrichtung der Kuppelungsvorrichtung zwischen dem Mitnehmer und dem Mitgänger, und die Art der Auslösung hat man sehr verschieden ausgeführt und es ist schon in Fig. 620 eine derartige, ebenfalls von Corliß herrührende Anordnung angegeben.

Bei neueren Corlißmaschinen findet sich mehrfach die durch Fig. 622 dargestellte Einrichtung. Hier sitzt der Hebel GH, an welchem die Stange F

Fig. 622.

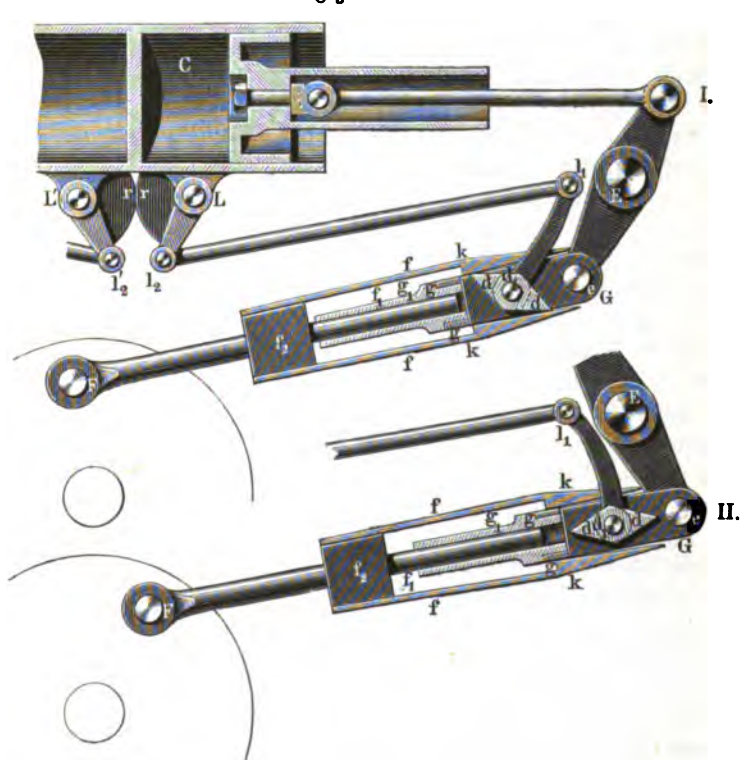


der Steuerscheibe angreift, nicht auf der Axe E des Einlaßschiebers, sondern auf einer besondern Axe G und die Stahlnase k_1 dieses Hebels drückt gegen die Stahlplatte k_2 einer Stange $e e_2$, die in e mit dem Plungerkolben B verbunden ist. Von demselben Bolzen e geht eine zweite Stange $e e_1$ nach dem Schieberhebel $E e_1$, so daß nach geschehener Ausklinkung von k_2 aus k_1 der Ventilhebel E durch den atmosphärischen Druck auf den Kolben K niedergezogen wird. Die Ausklinkung geschieht mit Hülfe der Rolle r_1, welche durch die auf den Winkelhebel $r_1 r r_2$ wirkende Regulatorstange R

eingestellt wird, und welche die Stahlplatte k_2 beim Aufwärtssteigen wegen der schrägen Richtung dieser Platte zur Seite drängt. Die Feder f drückt die Stange $e e_2$ stetig nach rechts, um das selbstthätige Einklinken von k_1 in k_2 beim Abwärtsgehen von k_1 zu veranlassen. Die Einrichtung des Luftbuffers B wurde schon früher angegeben.

Ein Vorzug dieser in Fig. 622 angegebenen Anordnung besteht darin, daß die zum Aufziehen des Luftkolbens K erforderliche Kraft nicht durch den Schieberhebel E und dessen Axe aufgenommen werden muß.

Fig. 628.



Von den sonstigen, demselben Zwecke dienenden Einrichtungen möge nur noch die durch Fig. 628 dargestellte von Inglis und Spencer angeführt werden*). Hier ist die an den Zapfen F der Steuerscheibe drehbar ange-

*) Die Dampfmaschinensteuerungen der Wiener Weltausstellung von Müller-Melchiors und die Steuerungen der Dampfmaschinen von E. Blaha.

schlossene Mitnehmerstange mit zwei an die Verdickung f_2 geschraubten Blattfedern f versehen, deren Nasen k sich gegen die entsprechenden Ansätze g des Mitgängers G legen, sobald sie nicht durch den Daumen d aus einander gespreizt werden (Fig. 628 I). Der Mitgänger G, welcher den Zapfen e des Schieberhebels Ee ergreift, ist zu einer Hülse g_1 gestaltet, welche sich mit ihrer Bohrung lose auf dem Stifte f_1 schiebt, in welchen die Mitnehmerstange F sich innerhalb der Blattfedern fortsetzt. Der Daumen d ist mit seiner Axe d_1 in dem Mitgänger G drehbar gelagert und ein auf der Axe d_1 aufgesetzter Hebel $d_1 l_1$ ist bei l_1 an eine Stange $l_1 l_2$ geschlossen, deren hinterer Endpunkt l_2 bei einer bestimmten Geschwindigkeit der Maschine eine feste Lage hat. Hieraus folgt, daß eine Bewegung der Zugstange F nach links, an welcher der Mitgänger G bei eingeklinkten Nasen theilnehmen muß, den Hebel $l_1 d_1$ in eine Lage bringt wie in I, wodurch vermöge der relativen Verdrehung des Daumens d die Federn f aus einander gespreizt werden, so daß der Schluß des Einlaßschiebers durch die während des Oeffnens in C erzeugte Luftleere geschehen kann. Die Veränderung der Füllung wird hierbei durch eine vom Regulator veranlaßte Drehung des Hebels Ll_2 bewirkt, welche die Lage des Punktes l_1 verändert. Durch die Zahnsectoren r wird diese Regulirung gleichmäßig auf die beiden Hebel Ll_2 und $L'l'_2$ für die beiderseitigen Einlaßventile übertragen.

Um die Verhältnisse einer Corlißsteuerung festzustellen, hat man wie bei allen übrigen Steuerungen zunächst davon auszugehen, daß in einer Todtlage der Kurbel die betreffenden Canäle bereits um gewisse Größen, die sogenannten Voröffnungen für den Eintritt beziehungsweise den Austritt, geöffnet sein müssen. Daraus folgt, daß für die Todtstellung der Kurbel die Steuerscheibe und also auch das Excentermittel bereits über die mittlere Lage hinaus gegangen sein muß, man hat also dem Excenter gerade wie bei dem einfachen Muschelschieber eine gewisse Voreilung δ zu geben, d. h. das Excenter um den Winkel $90 \pm \delta$ gegen die Kurbelrichtung zu versetzen, wobei nach der Drehungsrichtung der Steuerscheibe leicht zu entscheiden ist, ob das positive oder negative Vorzeichen gültig ist. Für die Auslaßschieber insbesondere gelten fast genau die für die Bewegung des einfachen Muschelschiebers in §. 265 gefundenen Regeln, da man die beiden Auslaßschieber wie zwei getrennte für jeden Dampfcanal gesondert arbeitende Muschelschieber ansehen kann. In Betreff der Einlaßschieber wird man in jedem Falle am einfachsten durch die Zeichnung selbst die Verhältnisse, z. B. die Lage der Zapfen auf der Steuerscheibe feststellen und auch die Anordnung des Stellzeugs zur Veränderung der Füllung bestimmen.

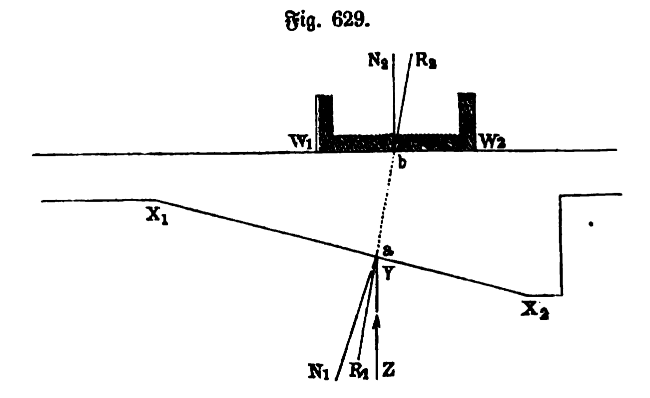
Hinsichtlich der mit der Corlißsteuerung überhaupt erreichbaren Expansionsgrade läßt sich leicht erkennen, daß es nicht möglich ist, mit den vorstehend beschriebenen Steuerungen jeden beliebigen Füllungsgrad zu erzielen.

Stellt man sich nämlich die Steuerscheibe und das dieselbe bewegende Excenter in der mittlern Stellung vor, für welche die Kurbel um den Voreilungswinkel δ von dem todten Punkte entfernt steht, so ist in dieser Stellung der demnächst zu eröffnende Einlaßschieber vollständig geschlossen, und derselbe wird erst kurz darauf, noch ehe der Kolben am Ende seines Weges anlangt, geöffnet, so daß in der Todtlage der Kurbel eine bestimmte Voröffnung sich eingestellt hat. Während dessen hat sich die Kurbel und das Excenter um δ gedreht, so daß das letztere um $90^0 - \delta$ von dem andern todten Punkte absteht. Nun ist es aber ersichtlich, daß ein Ausklinken nur so lange möglich ist, als die Mitnehmerstange und die Steuerscheibe in derselben, ein Oeffnen des Schiebers bewirkenden Richtung sich bewegt, nicht aber erst während der rückläufigen Bewegung der Mitnehmerstange. Wenn daher die Steuerscheibe den größten Ausschlag angenommen hat, welcher bei einem Abstande der Kurbel um $90^0 - \delta$ vom todten Punkte sich einstellt und die Ausklinkung bis dahin nicht erfolgt ist, so findet sie überhaupt nicht mehr statt; die Maschine arbeitet also dann mit nahezu ganzer Füllung. Daraus ist ersichtlich, daß der Abschluß des Dampfes durch die Präcisionsvorrichtungen hierbei nur stattfinden kann, während die Kurbel den Winkel $90^0 - \delta$ vom todten Punkte durchläuft, daß also nur Füllungsgrade erreichbar sind, welche zwischen Null und höchstens 0,5 schwanken. Diese Eigenschaft ist allen denjenigen Corlißsteuerungen gemein, bei denen die Bewegung der Einlaßschieber von demselben Excenter aus geschieht, welches auch die Auslaßschieber bewegt, während die Anordnung gesonderter Antriebsmittel für die Einlaß- und für die Auslaßventile auch größere Füllungen zu erreichen ermöglicht, wie bei der im nächsten Paragraphen besprochenen Steuerung der Fall ist.

Bei der Anordnung des von dem Regulator zu regierenden Stellzeuges für die Auslösung der Klinken hat man darauf zu achten, daß die Steuerung nicht auf den Regulator zurückwirke und denselben dadurch in seiner Beweglichkeit hemme, wie man sich mit Hülfe der Fig. 629 (a. f. S.) deutlich machen kann. Hierin stelle beispielsweise ZY eine der in Fig. 626 ebenso bezeichneten Hemmstangen vor, welche durch den von der Regulatorhülse eingestellten Keil X zurückgehalten, d. h. an der aufsteigenden Bewegung gehindert wird. Die gedachte Rückwirkung der Steuerung auf den Regulator würde stattfinden, wenn in Folge des in ZY aufwärts gerichteten Druckes in der Keilstange ein horizontaler Druck von links nach rechts erzeugt würde, welcher eine abwärts ziehende Belastung der Regulatorhülse zur Folge hätte. Dies würde wegen der Keilform von X immer der Fall sein, wenn die Reibung nicht vorhanden wäre; mit Rücksicht aber auf die Reibung, welche sich einer Verschiebung des Keiles X in a und an der obern Führung W entgegensetzt, läßt sich leicht bestimmen, unter welcher Bedingung eine solche Rückwirkung nicht stattfindet. Stellt nämlich aN_1 die Normale zu der Keil-

flanke $X_1 X_2$ im Angriffspunkte a der Hemmstange vor, so ist nach der Lehre von der gleitenden Reibung bekannt, daß in dem Momente, in welchem der Keil nach rechts ausweichen würde, in a eine Reactionskraft zwischen $X_1 X_2$ und YZ auftreten müßte, welche von der Normalrichtung aN_1 die Abweichung $N_1 a R_1 = \varrho_1$ hat, unter ϱ_1 den Reibungswinkel zwischen X und Y verstanden. Diese Richtung $R_1 a$ schneidet das Widerlager W in einem Punkte b, und es muß nach demselben Gesetze das feste Widerlager W im Momente des Gleitens gegen den Keil in einer Richtung $R_2 b$ reagiren, die um den Reibungswinkel $\varrho_2 = N_2 b R_2$ von der Normalen zu $W_1 W_2$ abweicht. Sobald daher diese beiden Richtungen $R_1 a$ und $R_2 b$ in dieselbe Gerade fallen, heben sie sich gegenseitig auf, und dem Keile wird ein Bestreben zur

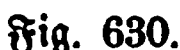
Fig. 629.

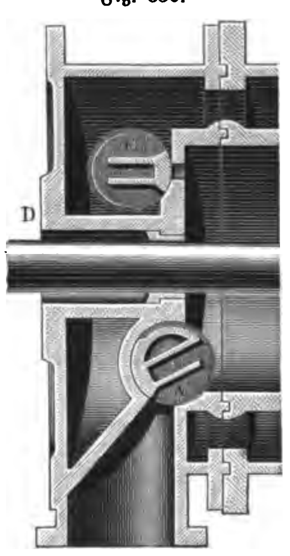


Verschiebung nicht ertheilt. Dies ist aber nach der Figur der Fall, wenn die Keilflanke $X_1 X_2$ gegen die Stangenrichtung $W_1 W_2$ unter einem Winkel $\varrho_1 + \varrho_2$ geneigt ist. Man zieht hieraus die Regel, daß zur Vermeidung der gedachten Rückwirkung die Abweichung der Keilflanke $X_1 X_2$ von der Verschiebungsrichtung $W_1 W_2$ kleiner oder höchstens gleich der Summe $\varrho_1 + \varrho_2$ der beiden Reibungswinkel oder bei gleichen Reibungswinkeln ϱ höchstens gleich 2ϱ sein muß. Bei einem größern Keilwinkel würde eine bestimmte Rückwirkung auf den Regulator stattfinden, welche eine entsprechende Energie des letztern bedingen würde und welche man leicht durch die Zerlegung der in ZY auftretenden Kraft nach $R_1 a$ und $R_2 b$ würde bestimmen können. In dieser Beziehung kann hier auf die in Thl. III, 1 Anhang, angeführte graphische Ermittelung der Reibungswiderstände in Maschinengetrieben verwiesen werden.

§. 299. **Die Steuerung von Bede und Farcot.** Die oben hervorgehobene Beschränkung der im vorstehenden Paragraphen beschriebenen Corliß-

steuerungen hinsichtlich der damit erreichbaren Füllungsgrade läßt sich großentheils beseitigen, wenn man die Eröffnung der Einlaßschieber durch Anordnung eines besondern Excenters oder sonstigen Antriebsmittels von der Bewegung der Auslaßschieber unabhängig macht. Eine derartige Steuerung ist die von Bebe und Farcot, deren wesentliche Einrichtung im Folgenden angegeben werden soll. Hier ist zunächst die Anordnung der Drehschieber insofern von der oben besprochenen verschieden, als diese Schieber in den Cylinderdeckeln anstatt ober- und unterhalb des Cylinders angebracht sind. Die dazu vorgesehene Einrichtung ist aus Fig. 630 deutlich, welche einen Cylinderdeckel mit dem Einlaßschieber E und dem Auslaßschieber A darstellt. Zufolge dieser Anordnung ist zwar, wie schon bemerkt wurde, der schädliche Raum auf das kleinstmögliche Maß herabgezogen und durch die große, den Schiebern zu gebende Länge deren Durchmesser und Bewegungsbogen verkleinert, doch ist die Zugänglichkeit zu dem Cylinder dadurch erschwert worden. Daß der Auslaßschieber im geöffneten Zustande in den Cylinder hineintritt, ist deswegen ohne Belang, weil dieser Schieber gegen das Ende des Kolbenlaufs immer geschlossen ist und alsdann nicht über die Ebene des Deckels nach innen hervorragt.

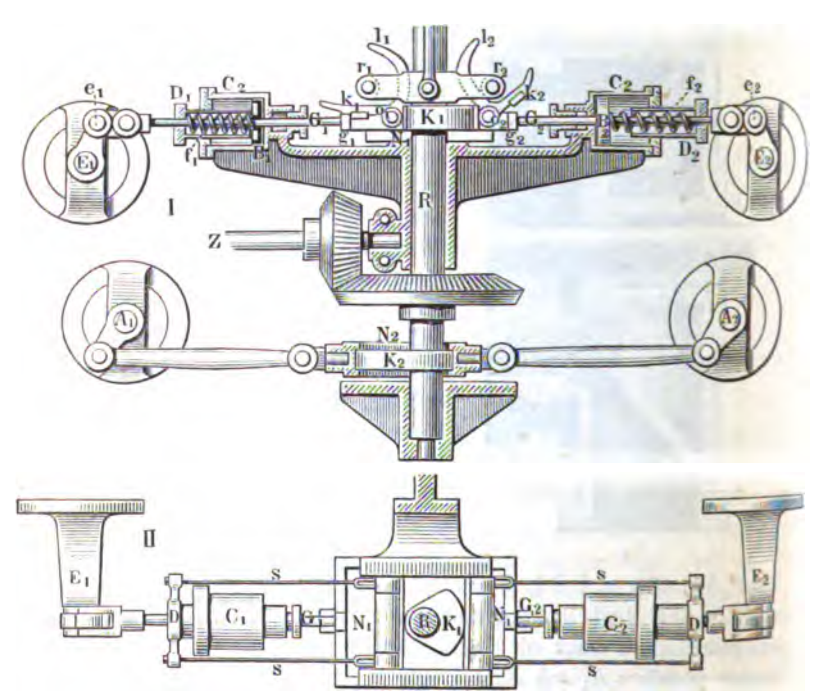

Fig. 630.



Zur Bewegung der Drehschieber dient hier die verticale Spindel R des Regulators (Fig. 631, a. f. S.), welche von der Kurbelwelle der Dampfmaschine mit Hülfe einer Zwischenwelle Z und conischer Räder gedreht wird und ebenso viele Umdrehungen macht wie die Kurbelwelle. Auf dieser Spindel sind zwei unrunde Scheiben K_1 und K_2 befestigt, die zwei Rahmen N_1 und N_2 in hin- und hergehende Bewegung versetzen, von welchen Rahmen N_1 die Eröffnung der Einlaßschieber E und N_2 die schleichende Bewegung der Auslaßschieber A bewirkt. Zur Bewegung der Einlaßschieber E sind an deren Hebel Ee durch Gelenke die Stangen G_1 und G_2 geschlossen, welche mit den Knaggen g_1 und g_2 versehen sind, gegen welche die entsprechenden Nasen k_1 und k_2 sich legen können. Diese letzteren sind an drehbaren Klinken lok angebracht, deren Drehzapfen o_1 und o_2 mit dem Rahmen N_1 verbunden sind. Jede Stange G ist mit einem in dem festliegenden Luftcylinder C verschieblichen Bufferkolben B verbunden und geht frei durch den Boden des

hohlen Federgehäuses D hindurch, in dem eine Schraubenfeder f enthalten ist. Jedes Federgehäuse D selbst ist durch zwei Verbindungsstangen s mit dem Rahmen N_1 verbunden, an dessen Verschiebung es also theilnimmt. Wird der Rahmen N_1 durch Drehung der unrunden Scheibe K_1 nach links bewegt, so wird vermöge der eingesprungenen Klinke k_1 die Stange G_1 nach links geschoben und der Einlaßschieber E_1 geöffnet, wobei der Bufferkolben B_1 und vermöge der Stangen s auch das Federgehäuse mitgeführt wird, so daß also die Spannung der vorher zusammengedrückten Feder f hierbei nicht

Fig. 631.



geändert wird. Dieses Oeffnen von E_1 dauert so lange, bis das gekrümmte Horn l_1 der Klinke gegen die Rolle r_1 stößt, wodurch die Auslösung von k_1 erfolgt, so daß nun die Feder die Stange G_1 zurückschnellt und den Schluß des Schiebers E_1 veranlaßt, wobei durch den Bufferkolben B_1 der Stoß gemildert wird.

Bei dieser Bewegung ist auch die Klinke o_2 nach links geführt worden, so daß die Nase k_2 sich hinter den Knaggen g_2 der in Ruhe befindlichen Stange G_2 legen konnte, und da gleichzeitig das Federgehäuse D_2 folgte, der Buffer-

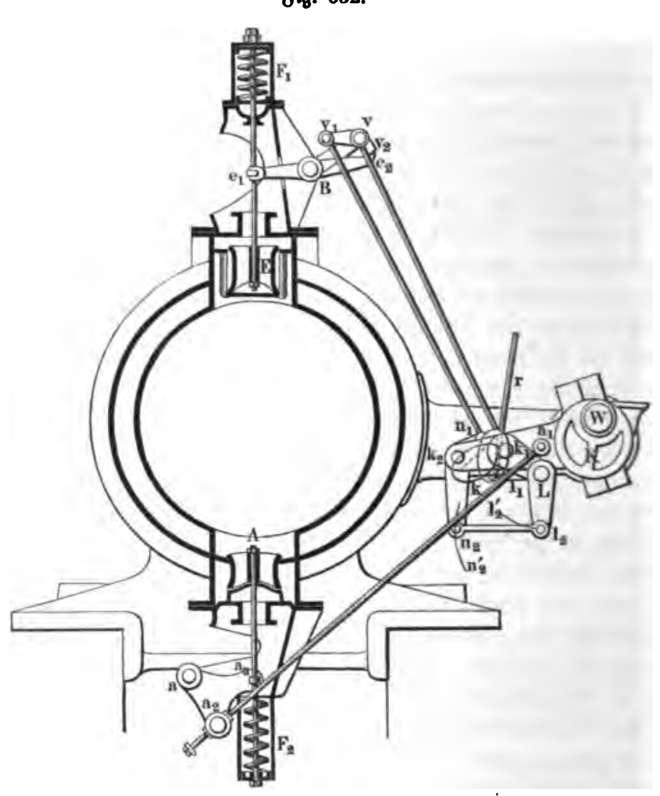
kolben B_2 aber still stand, so wurde dadurch die Feder f_2 in den für den demnächstigen Schluß von E_2 erforderlichen Spannungszustand versetzt. Es ist ersichtlich, wie der Moment der Auslösung von der höhern oder tiefern Stellung der Rollen r abhängig ist, und man hängt daher diese Rollen einfach an die Hülse des Regulators. Bei geeigneter Form der unrunden Scheibe K_1 ist es möglich, mit dieser Steuerung alle Füllungsgrade von 0 bis 0,9 zu erzielen. In Betreff der Verzeichnung der unrunden Scheiben K_1 und K_2 muß auf das in Thl. III, 1 über das Curvenschubgetriebe Gesagte verwiesen werden.

Sulzer-Steuerung. Unter denjenigen Präcisionssteuerungen, welche §. 300. nach §. 297 mit einem Verdränger und Ausweicher arbeiten, nimmt die von den Gebrüdern Sulzer in Winterthur angegebene und nach ihnen benannte eine hervorragende Stelle ein. Bei dieser Steuerung werden vier doppelsitzige (Röhren) Ventile verwendet, deren Bewegung von einer neben dem horizontalen Cylinder in gleicher Höhe mit dessen Axe angebrachten Steuerungswelle geschieht, welche durch ein Paar gleicher conischer Räder von der Kurbelwelle mit derselben Geschwindigkeit wie diese umgedreht wird. An jedem Ende des Dampfcylinders sind zwei Ventile, ein Einlaßventil oberhalb des Cylinders und ein Auslaßventil unterhalb desselben angebracht, deren Bewegung von einem gemeinschaftlichen Excenter erfolgt, so daß die Steuerungswelle wie bei der Collmann'schen Steuerung mit zwei unter 180° gegen einander verstellten Excentern ausgerüstet ist, welche zwei übereinstimmende Bewegungsvorrichtungen für die beiden Cylinderenden betreiben.

Die oben in Fig. 621 dargestellte Anordnung der Bewegungsvorrichtung ist seitdem in die durch Fig. 632 (a. f. S.) verdeutlichte verändert worden, weil sich herausstellte, daß die Geschwindigkeit, mit welcher bei der frühern Anordnung das treibende Organ (Verdränger) gegen das getriebene traf, eine erhebliche war, was besonders für schnell gehende Maschinen sich nicht empfahl. Bei der neuen Steuerung wird das Einlaßventil E, welchem die Feder F_1 stetig das Bestreben des Schließens ertheilt, durch einen um die feste Axe B drehbaren Hebel $e_1 e_2$ geöffnet, sobald der Arm e_2 dieses Hebels abwärts gezogen wird. Ein dahin wirkender Zug wird auf e_2 ausgeübt durch den lose um B schwingenden Hebel Bv, sobald dessen freies Ende v mittelst der daran hängenden Zugstange vk_1 nach unten gezogen wird. Wie man aus der Figur erkennt, wirkt hierbei das Hebelende v nicht direct auf e_2, sondern durch die Vermittelung des kleinen, ebenfalls drehbar an v angebrachten Winkelhebels $v_1 v v_2$, dessen abwärts gerichteter Arm bei v_2 nach einer um v concentrischen cylindrischen Fläche (s. auch Fig. 633) geformt ist, mit welcher er sich auf das entsprechend gestaltete Hebelende e_2 aufsetzt. Außer der um B schwingenden Bewegung des Zapfens v wird dem Winkel-

hebel $v_1 v_2$ eine Schwingung um v durch die Zugstange $v_1 n_1$ mitgetheilt, welche unterhalb an den Zapfen n_1 eines andern Winkelhebels $n_1 k_2 n_2$ angeschlossen ist, dessen Bewegung in folgender Art hervorgerufen wird. Auf der besagten Steuerwelle W ist ein Excenter K angebracht, dessen Stange $K k_1 k_2$ in k_1 durch die um den festen Drehzapfen L pendelnde Schwinge $L k_1$ unterstützt wird, während das freie Ende k_2 dieser Excenterstange den Drehzapfen des Winkelhebels $n_1 k_2 n_2$ aufnimmt.

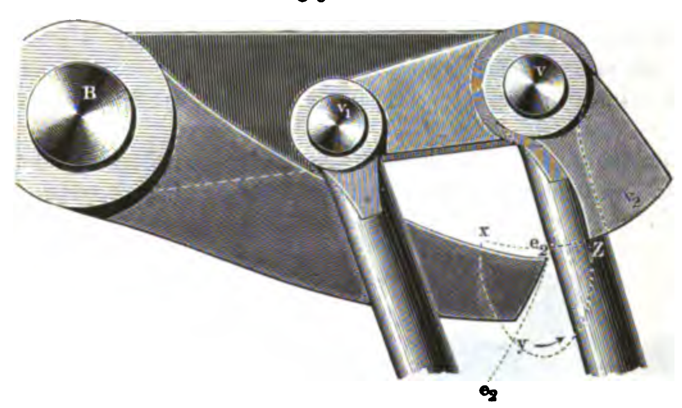
Fig. 632.



Von diesem Winkelhebel wird der Endpunkt n_2 des andern Armes ebenfalls durch eine Lenkschiene $l_2 n_2$ geführt, so daß n_2 in einem um l_2 concentrischen Kreisbogen sich bewegen muß, so lange der Punkt l_2 festgehalten wird, was für eine bestimmte Füllung der Maschine der Fall ist. Nur wenn bei einer Geschwindigkeitsänderung der letztern die Regulatorhülse sich verschiebt, wird von derselben durch die Zugstange r der um L frei drehbare Winkelhebel $l_1 l_2$ gedreht und dadurch eine Aenderung der Lage von l_2

in dem um L concentrischen Kreisbogen hervorgebracht. Mit einer solchen Drehung von $l_1 l_2$ ist dann eine Veränderung des Füllungsgrades verbunden, wie man aus der Betrachtung der beiden durch den beschriebenen Mechanismus auf den Hebel $v_1 v v_2$ übertragenen Bewegungen erkennt. Der Stützpunkt k_1 der Excenterstange bewegt sich in einem um L concentrischen Kreisbogen und in Folge davon beschreibt der Endpunkt e_2 des Hebels $B e_2$ den um B concentrischen Kreisbogen $e_2 e_2'$, Fig. 633. Ebenso beschreibt n_2 den um l_2 concentrischen Kreisbogen $n_2 n_2'$, während der Endpunkt k_2 der Excenterstange die geschlossene eiförmige Curve $k_2 k$ durchläuft. In Folge

Fig. 633.



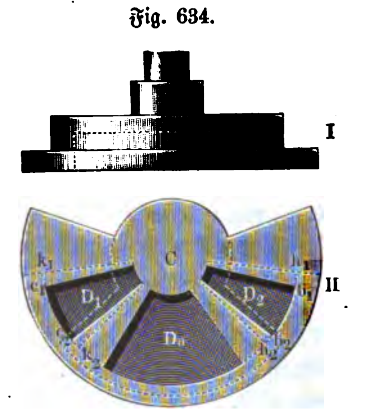
der beiden Bewegungen des Winkelhebels $n_1 k_2 n_2$, von welchem k_2 die Curve $k_2 k$ und n_2 den Bogen $n_2 n_2'$ beschreibt, ergiebt sich der Weg des Punktes n_1 als die in der Figur durch n_1 gehende geschlossene Curve. Hieraus geht hervor, daß der Hebel $v v_1 v_2$ außer der durch $v k_1$ ihm ertheilten Schwingung um B gleichzeitig um v oscillirt. Daraus ergiebt sich endlich für die Kante v_2 dieses Hebels als Bahn eine geschlossene Curve $x y z$, Fig. 633, welche in dem Sinne des Pfeiles durchlaufen wird. Der Schnittpunkt y dieser Curve mit der Kreisbahn $e_2 e_2'$ des Endpunktes e_2 entspricht derjenigen Lage der Kurbel, in welcher der Verdränger $v v_2$ den Ausweicher $B e_2$ verläßt und in welchem daher der Schluß des Einlaßventils durch die Feder F_1 bewirkt wird. Die Construction ergiebt, daß dieser Schnittpunkt von der Stellung des Punktes l_2 abhängig ist und der Schluß um so früher erfolgt, je weiter dieser Punkt l_2 durch den Zug der Regulatorstange r nach links gezogen wird. Bei der äußersten Lage von l_2 in l_2' kommt der Verdränger $v v_2$ gar nicht zur Berührung mit dem Hebel $B e_2$ und das Ventil wird daher auch gar nicht gehoben. Andererseits gestattet diese Steuerung bei geeigneter Wahl der Verhältnisse jeden Füllungsgrad bis zu 0,9 zu erreichen.

Der Verlauf der Curve xyz, Fig. 633, welche die Kante des Verdrängers v_2 durchläuft, zeigt aus der beinahe horizontalen Richtung dieser Curve in zx, daß der Verdränger sich sanft auf den Ventilhebel auflegt und dann von x an schnell das Niederdrücken des Hebels bewirkt, so daß die Stoßwirkungen beim Aufsetzen nahezu vermieden werden und doch ein schnelles Eröffnen des Ventils stattfindet, wie es zur Vermeidung der Drosselung erforderlich ist.

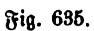
Die Bewegung des Auslaßventils A erfolgt ebenfalls von der Excenterstange aus durch die in a_1 angeschlossene Schubstange $a_1 a_2$, welche beim Aufwärtsgange mit einem Bundringe sich gegen den Arm a_2 des um a drehbaren Winkelhebels legt und denselben so bewegt, daß die Klaue a_3 das Ventil eröffnet. Den Schluß desselben bewirkt zur gehörigen Zeit die Feder F_2, und da die Zugstange $a_1 a_2$ in der Hülse a_2 sich frei verschieben kann, so ist dadurch ihre Bewegung auch in der Schlußlage des Ventils ermöglicht.

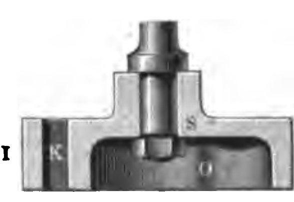
§. 301. **Drehschieber.** Wenn man dem gewöhnlichen Muschelschieber eine solche Einrichtung giebt, daß er anstatt der geradlinig hin- und zurückgehenden Verschiebung eine oscillirende Bewegung um einen festen Mittelpunkt annimmt, so entsteht die durch Fig. 634 versinnlichte Schieberform. Die Ausmündungen der Dampfcanäle im Schieberspiegel sind hier in Gestalt von Ringsectoren mit nach dem Mittelpunkte C gerichteten Kanten auszuführen, und ebenso müssen die abschneidenden Kanten des Schiebers diese Richtung haben. Es stellen D_1 und D_2 diese Mündungen für die beiden nach den Cylinderenden führenden Canäle vor, während D_0 die Mündung des Ausblasecanals bedeutet. Der Schieber S ist in II in mittlerer Stellung punktirt eingezeichnet, woraus man erkennt, daß die äußeren Kanten k_1 und h_1 am äußern Umfange der Canäle um die Größe $h_1 c_1 = h_1 b_1 \doteq d_a$ über die Canalkanten c_1 und b_1 hinweggreifen, so daß diese Größe der äußern Ueberdeckung des Muschelschiebers entspricht. In ähnlicher Weise stimmt die innere Ueberdeckung desselben mit der Größe $k_2 c_2 = h_2 b_2 = d_i$ überein, um welche die Kanten k_2 und h_2 der Schieberhöhlung gegen die Innenkanten c_2 und b_2 der Canalmündungen zurücktreten. Da der Schieber durch ein auf der Kurbelwelle der Dampfmaschine befestigtes Excenter bewegt wird, dessen Stange einen Hebel auf der Schieberaxe ergreift, so erkennt man, daß

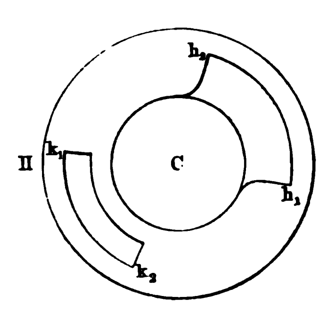
Fig. 634.

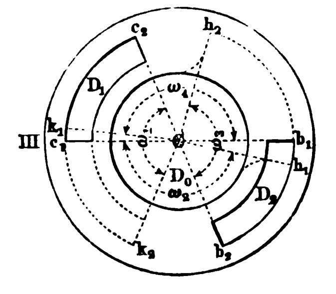


diesem Excenter wie beim Muschelschieber eine gewisse Voreilung δ gegeben werden muß, derart, daß in der Todtlage der Kurbel der Schieber um eine gewisse Größe λ aus seiner Mittelstellung nach der einen oder andern Seite herausgetreten ist, um in dieser Stellung bereits eine gewisse äußere Voröffnung $o_a = \lambda - d_a$ für den Eintritt und eine innere Voröffnung $o_i = \lambda - d_i$ für den Austritt des Dampfes zu erhalten. Für diese Steuerung gelten daher ganz dieselben Betrachtungen, wie für den gewöhnlichen Muschelschieber, und man kann auch die für diesen angegebenen Diagramme direct verwenden, wenn man nur berücksichtigt, daß irgend eine von dem Excenter auf den Schieberhebel übertragene Bewegung x an dem äußern Umfange $c_1 b_1$ der Canäle eine Verschiebung von $x \frac{r_1}{r_2}$ hervorbringt, unter r_1 den Halbmesser Cc_1 und unter r_2 die Länge des Hebels verstanden. Die Untersuchung soll hier für den oscillirenden Kreisschieber nicht weiter durchgeführt werden, da derselbe bei Dampfmaschinen doch nur selten Anwendung findet, indem er, ohne eine Vereinfachung der Steuerung im Gefolge zu haben, an dem Uebelstande aller Kreisschieber leidet, daß der dichte Schluß auf die Dauer wegen der ungleichen Abnutzung in verschiedenen Axenabständen nicht zu erhalten ist.


Fig. 635.







Dagegen hat man wohl öfter zur Steuerung von Dampfmaschinen **Kreisschieber** angewendet, welche durch ihre **ununterbrochene** Umdrehung die Dampfvertheilung bewirken, weil diese Schieber insofern eine Vereinfachung der Bewegungsvorrichtung ermöglichen, als dabei die Nothwendigkeit wegfällt, durch Excenter oder Kurbeln eine hin- und zurückgehende Bewegung zu erzeugen. Aus diesem Grunde können rotirende Kreisschieber in einzelnen Fällen, namentlich bei schnellem Gange der Maschinen in gewissem Grade gerechtfertigt erscheinen, obschon sie den Uebelstand der schwierigen Dichthaltung mit den oscillirenden Schiebern gemein haben.

In Fig. 635 I und II (a. v. S.) ist ein rotirender Schieber in zwei Schnitten durch die Axe und senkrecht dazu dargestellt, während Fig. 635 III die Ansicht des Schieberspiegels von oben zeigt. Hierin bedeuten D_1 und D_2 die Mündungen der beiden Dampfcanäle, während der abgehende Dampf nach der mittlern Oeffnung D_0 durch die Schieberhöhlung O gelangen kann. Der Eintritt des frischen Dampfes erfolgt durch den Durchgangscanal K in dem Schieber S abwechselnd nach D_1 und D_2, je nachdem bei der Drehung des Schiebers dieser Canal über D_1 und D_2 steht. Es geht daraus schon hervor, daß der Schieber in derselben Zeit wie die Dampfmaschine eine volle Umdrehung machen muß. In Fig. 635 III sind die abschneidenden Kanten des Schiebers für die Todtlage der Kurbel punktirt eingezeichnet, und man erkennt daraus, daß die Größe $k_1 c_1$ der Voröffnung o_a für den Eintritt und $b_1 h_1$ derjenigen o_i für den Austritt entspricht. Der Eintritt frischen Dampfes hört auf, wenn k_2 nach c_2 getreten ist, also nach einer Drehung der Kurbel um $k_2 C c_2 = \omega_1$ vom todten Punkte. Alsdann beginnt die Expansion, welche so lange andauert, bis h_1 nach c_1 getreten ist, also die Kurbel um den Winkel $h_1 C c_1 = \omega_2$ vom todten Punkte absteht. Nunmehr beginnt der Voraustritt. Andererseits kann der Dampf auf der Vorderseite des Kolbens während der Drehung um $\omega_3 = h_2 C b_2$ austreten, bis h_2 nach b_2 gelangt ist, in welchem Augenblicke eine Compression des zurückbleibenden Dampfes eintritt, bis der frische Kesseldampf dem Kolben entgegentritt, was nach einer Kurbeldrehung um $\omega_4 = k_1 C b_1$ vom todten Punkte aus geschieht. Die Uebereinstimmung dieser Verhältnisse mit denen der gewöhnlichen Schiebersteuerung sind deutlich, und es geht namentlich hervor, daß auch mit diesem Schieber eine größere Expansionswirkung nicht zu erreichen ist, ohne eine wesentliche Compression gleichzeitig zu veranlassen. Man könnte auch hier einen besondern Expansionsschieber auf dem Grundschieber anbringen, in welchem Falle dieser Expansionsschieber die Form einer kreisrunden Scheibe annehmen würde, welche auf dem Rücken von S befindlich und mit zwei entsprechenden Oeffnungen zum Durchlassen des Dampfes versehen sein müßte. Durch eine Verdrehung dieser in Ruhe befindlichen Platte könnte man die Expansion veränderlich machen. Eine derartige Einrichtung wird im nächsten Paragraphen bei einer daselbst zu besprechenden Hahnsteuerung für Woolf'sche Maschinen noch näher angeführt werden.

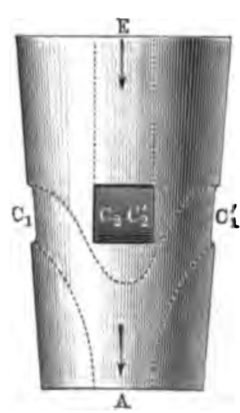
Wenn man dem Drehschieber anstatt der ebenen Form die Gestalt eines Kegels giebt und ihn in einem gleichfalls kegelförmigen Gehäuse dichtschließend bewegt, so entsteht der Hahn, welchen man ebenfalls als Steuerungsvorrichtung bei Dampfmaschinen angewendet hat. Die Anordnung eines solchen oscillirenden Hahnes wurde schon oben in Fig. 588 angegeben; die Einrichtung, welche ein ununterbrochen rotirender Hahn erhalten

muß, ist aus Fig. 636 zu ersehen. Hier ist der Hahnkegel mit zwei Canälen C_1 und C_2, deren Mündungen diametral gegenüberliegen, versehen, welche in leicht ersichtlicher Weise bei der Umdrehung des Kegels den bei E eintretenden Dampf abwechselnd nach je einem der beiden Canäle D_1 und D_2 des Dampfcylinders gelangen lassen, während gleichzeitig der andere dieser Canäle mit dem Abblaserohre A in Verbindung steht. Auch hierbei muß der Hahnkegel für jede Umdrehung der Dampfmaschine genau einmal um seine Axe gedreht werden. Man kann aber die Einrichtung auch so treffen, daß eine halbe Umdrehung des Steuerhahnes für jede Kurbelumdrehung der Dampfmaschine genügt, wenn man dem Hahnkegel nach Fig. 637 vier Canäle giebt, deren Mündungen im Umfange gleich weit von einander abstehen,

Fig. 636.




Fig. 637.



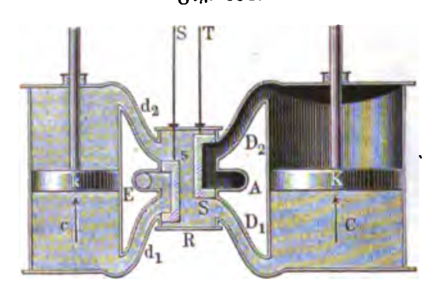
und von denen zwei diametral gegenüberliegende C_1 und C_1' mit dem Ausblaserohre A und die beiden anderen C_2 und C_2' mit dem Dampfzuführungsrohre E in Verbindung stehen. Nach diesem Principe ist der im folgenden Paragraphen zu besprechende Ehrhardt'sche Hahn für Woolf'sche Maschinen angeordnet.

Steuerung Woolf'scher Maschinen. Eine Woolf'sche Maschine ist immer mit zwei Cylindern von verschiedener Größe, einem kleinern Hochdruckcylinder und einem größern Niederdruckcylinder versehen, in welchen letztern der aus dem kleinern Cylinder ausblasende Dampf geführt wird, um daselbst durch die im Verhältnisse der beiden Cylinderräume stattfindende Ausdehnung noch eine bestimmte Expansionsarbeit auszuüben. Die ersten Maschinen dieser Art waren so eingerichtet, daß die beiden Kolben stets in derselben Richtung sich bewegten, indem man beide Kolbenstangen auf eine und dieselbe Kurbel wirken ließ, sei es durch Vermittelung eines §. 302.

Balanciers bei den stehenden Maschinen, sei es direct bei liegenden Maschinen. In neuerer Zeit hat man jedoch mit Vortheil solche Anordnungen ausgeführt, bei welchen die Bewegung der beiden Kolben stets nach entgegengesetzten Richtungen stattfindet, indem man die Kolbenstangen auf zwei gesonderte, diametral gegenüber angebrachte Kurbeln wirken läßt.

Die Wirkungsweise einer Woolf'schen Maschine mit gleicher Bewegungsrichtung der beiden Kolben ist aus der schematischen Fig. 638 ersichtlich. Jeder der beiden Cylinder *c* und *C* ist hier mit einem Muschelschieber *s* und *S* versehen, durch dessen Bewegung die Vertheilung des Dampfes in bekannter Weise geschieht. Denkt man sich nun etwa den frischen Kesseldampf durch das Rohr *E* zugeführt, also umgekehrt der gewöhnlichen Schiebersteuerung, so muß bei der in der Figur vorausgesetzten Aufwärtsbewegung des kleinen Kolbens *k* der durch d_2 austretende Dampf nach Passirung des Schieberkastens durch den Canal D_1 unter den großen Kolben *K* treten, denselben gleichfalls nach oben verschiebend, wobei der oberhalb *K* befindliche Dampf durch den Canal D_2 nach dem Ausblaserohre *A* gelangt, welches bei Woolf'schen Maschinen mit dem Condensator in Verbindung steht. Man erkennt auch, daß die Zuführung des Dampfes nach beiden Cylindern regelrecht erfolgen wird, wenn den beiden Schiebern *s* und *S* stets entgegengesetzte Bewegung ertheilt wird, indem z. B. für die in der Figur gezeichnete Stellung *s* im Aufsteigen und *S* im Niedergehen begriffen ist. Es kann übrigens bemerkt werden, daß die beiden Schieber stets in derselben Richtung bewegt werden müssen, wenn man auch dem Schieber *s* die gewöhnliche Einrichtung giebt, vermöge deren der frische Kesseldampf diesen Schieber von außen umgiebt und nach seiner Wirkung durch die Schieberhöhlung entweicht. In diesem Falle muß natürlich jeder Schieber seine besondere Dampfkammer erhalten und die Kammer des Schiebers *S* muß mit dem Ausblaserohre des kleinen Cylinders in Verbindung stehen. Wenn in diesem Falle auch die Canalweiten und daher die Hublängen beider Schieber gleich groß sind, so können die letzteren auch mittelst einer gemeinschaftlichen, die beiden Schieberstangen erfassenden Traverse von demselben Excenter aus bewegt werden. Soll, wie man dies meistens anordnen wird, der Dampf bereits in dem kleinen Cylinder einer Expansion unterliegen, so hat man den Schieber *s* dieses kleinen Cylinders mit einer der früher be-

Fig. 638.



sprochenen Expansionsvorrichtungen zu versehen, etwa mit einer Expansionsschieberplatte (s. §. 289, Fig. 591), die durch ein besonderes Expansionsexcenter bewegt wird. Für den großen Cylinder ist eine solche Vorrichtung aber natürlich nicht anzubringen, wenn während des ganzen Kolbenlaufs der Dampf aus dem Hochdruckcylinder in den Niederdruckcylinder überströmen soll.

Man kann die beiden Vertheilungsschieber einer Woolf'schen Dampfmaschine auch durch einen einzigen von der Hick'schen Construction nach Fig. 639 ersetzen, welcher Schieber in seinem Innern außer mit der gewöhnlichen Muschel *h* noch mit einem Canale *k* versehen ist, der in gewissem Sinne als die Dampfkammer für den Schieber des Niederdruckcylinders angesehen werden kann. Der Schieberspiegel enthält hier außer der mittlern

Fig. 639.

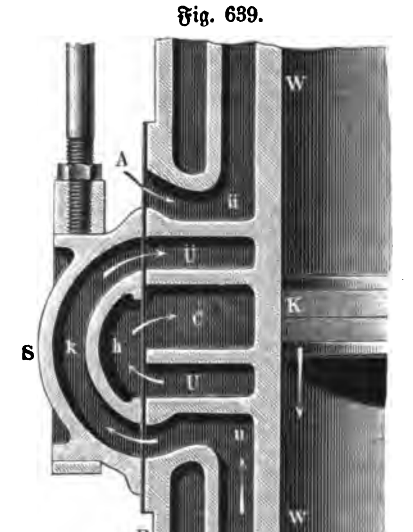
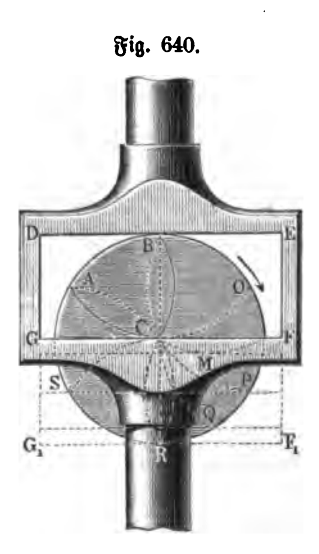


Fig. 640.

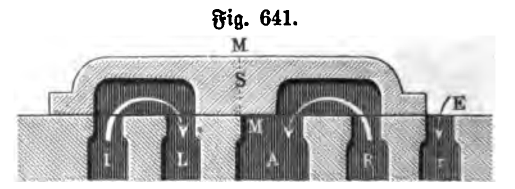


mit dem Condensator verbundenen Austrittsöffnung *C* für den abgehenden Dampf noch die Mündungen von vier Canälen, von denen *u* und *ü* den Dampf unter und über den kleinen Kolben und *U* und *Ü* unter und über den großen Kolben leiten. Es ist ersichtlich, wie bei der gezeichneten Schieberstellung frischer Kesseldampf durch *ü* über den kleinen Kolben gelangt, während der unter demselben befindliche Dampf durch *u* und den Canal *k* nach *Ü* über den großen Kolben treten kann, unterhalb dessen der gebrauchte Dampf durch *U* und die Muschelhöhlung *h* nach dem Austrittsrohre *C* gelangt.

Zur Bewegung dieses Schiebers ist öfter anstatt eines Kreisexcenters das in Fig. 640 gezeichnete Bogendreieck von Hornblower verwendet worden.

Dieses Dreieck ist ein durch drei gleiche Kreisbogen von je 60° Länge begrenzter Daumen ABC, welcher auf einer rotirenden Scheibe so befestigt ist, daß die eine Ecke C mit dem Mittelpunkte und der gegenüberliegende Bogen mit dem Umfange derselben zusammenfällt. Die den Schieber bewegende Steuerstange umfängt das Dreieck in Gestalt eines rechteckigen Rahmens $DEFG$, dessen Weite dem Halbmesser CB der Scheibe gleich ist. Bei einer Umdrehung der Scheibe im Sinne des Pfeiles um 60° verbleibt der Rahmen in seiner höchsten Stelle in Ruhe, wobei der Bogen BA auf der Seite DE des Rahmens gleitet, bis das Dreieck die Lage BOC angenommen hat. Bei einer weitern Drehung um 60° wird der Rahmen durch die auf GF sich wälzende vordere Bogenseite CB abwärts bewegt, wobei der Berührungspunkt M von C nach P rückt und bei weiterer Drehung um 60° gelangt die Vorderseite CB nach CR, so daß der Rahmen im Ganzen um den Halbmesser CR der Scheibe verschoben wird. In gleicher Weise erfolgt der Rückgang, indem die nach PR gekommene Bogenseite AB zunächst auf der in $F_1 G_1$ stehenden untern Rahmenseite hingleitet, bis der

Fig. 641.

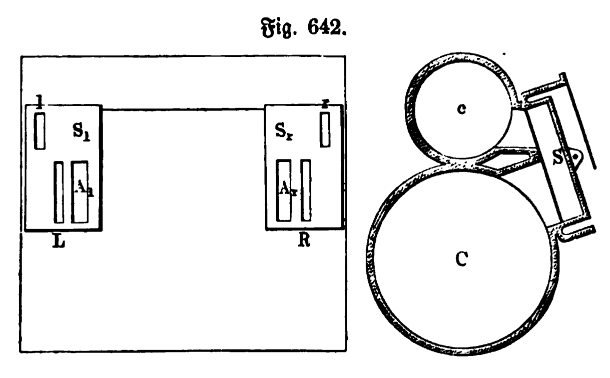


vordere Eckpunkt nach S gelangt ist, worauf der Rahmen durch die Vorderseite wieder um den Scheibenhalbmesser emporgeschoben wird. Vermöge dieser Anordnung bleibt der Schieber in jeder der äußersten Lagen während eines Drittels der Hubzeit in Ruhe, und daher geht das in den übrigen zwei Dritteln der Zeit erfolgende Oeffnen und Schließen der Dampfwege schneller vor sich als bei der Anwendung des gewöhnlichen Kreisexcenters.

Wenn die Bewegung der beiden Dampfkolben wegen der Anwendung von zwei diametral gegenüberstehenden Kurbeln jederzeit nach entgegengesetzten Richtungen erfolgt, wie dies neuerdings bei liegenden Maschinen vortheilhaft angeordnet wird, so kann man die Dampfvertheilung für beide Cylinder ebenfalls durch einen einzigen Schieber erzielen, wenn man demselben die durch Fig. 641 versinnlichte Einrichtung giebt. Hier stellt A den Austrittscanal für den aus dem großen Cylinder entweichenden Dampf vor und l und r sind die nach der linken und beziehungsweise rechten Kolbenseite des kleinen Cylinders führenden Canäle, während L und R dieselbe Bedeutung für den großen Cylinder haben. Es leuchtet ein, daß bei der gezeichneten Schieberstellung der Kolben des Hochdruckcylinders von rechts

nach links, dagegen der Niederdruckkolben von links nach rechts bewegt wird. Um hierbei zur Verkleinerung des schädlichen Raumes die Dampfcanäle kürzer zu machen, kann man den Schieber nach der Mittellinie MM in zwei Theile trennen, welche man nach den beiden Enden der Dampfcylinder verlegt, woselbst man auch die betreffenden Canäle ausmünden läßt. Diese Anordnung ist durch Fig. 642 versinnlicht, worin S_l und S_r die Spiegel für die beiden durch eine gemeinsame Stange bewegten Schieber sind. Der

Fig. 642.



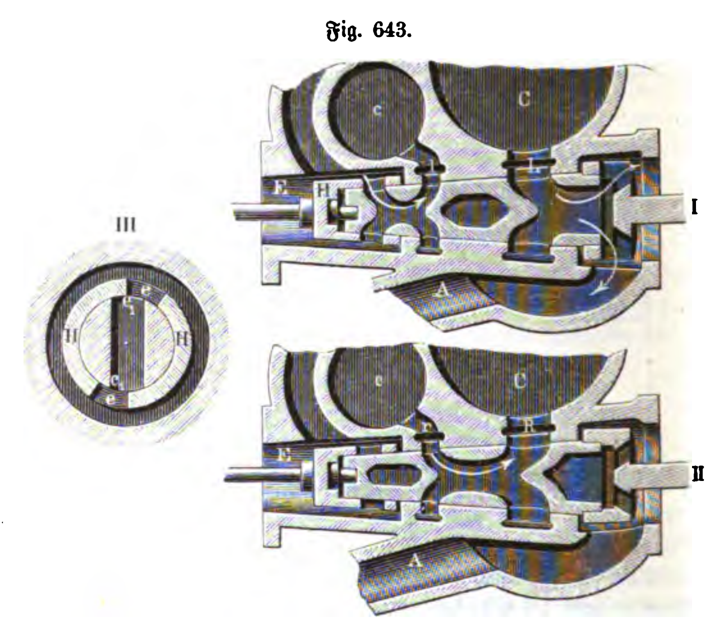
Austrittscanal A findet sich hier ebenfalls an jedem Ende A_l und A_r wieder und die Canäle l und r sind gegen diejenigen L und R wegen der Lage der Cylinder seitlich versetzt.

Schließlich sei hier noch einer eigenthümlichen Steuerung Woolf'scher Maschinen mittelst des Ehrhardt'schen Hahnes gedacht, wie eine derartige Steuerung an einer in Wien 1873*) ausgestellten Maschine der Dingler'schen Maschinenfabrik in Zweibrücken angebracht war. Die beiden horizontal neben einander gelagerten Cylinder C und c von gleicher Länge tragen an jedem Ende einen Steuerhahn, wie er in Fig. 643 I und II (a. f. S.) dargestellt ist. Diese beiden Hähne sind ganz gleich gebildet, aber um 90° gegen einander verstellt eingesetzt. Die Hahnkegel werden von der Dampfmaschinenwelle aus durch Räder ununterbrochen umgedreht, so zwar, daß die Kegel für jeden vollen Umgang der Dampfmaschine genau eine halbe Drehung machen. In der Figur stellt I den Hahn am linken und II den am rechten Ende für diejenige Zeit vor, in welcher der kleine Kolben von links nach rechts und der große von rechts nach links sich bewegt. Für die entgegengesetzte Bewegungsrichtung ist jeder Hahn um 90° gedreht anzunehmen, d. h. es gilt II für den linken und I für den rechten Steuerhahn. Aus der mit der frühern übereinstimmenden Bezeichnung ergiebt sich die Art der

*) S. d. Deutsch. Ausstellungsbericht der Wiener Weltausstellung, Gruppe 13, von Rittershaus.

Dampfvertheilung. Um auch schon in dem kleinen Cylinder eine gewisse Expansion zu erlangen, ist über das Ende jedes Hahnkegels eine conische Hülse H geschoben, deren Schlitze e die Dampfeintrittsöffnungen e_1 im Kegel bei dessen Drehung während gewisser Zeit offen lassen und wieder verschließen

Fig. 643.

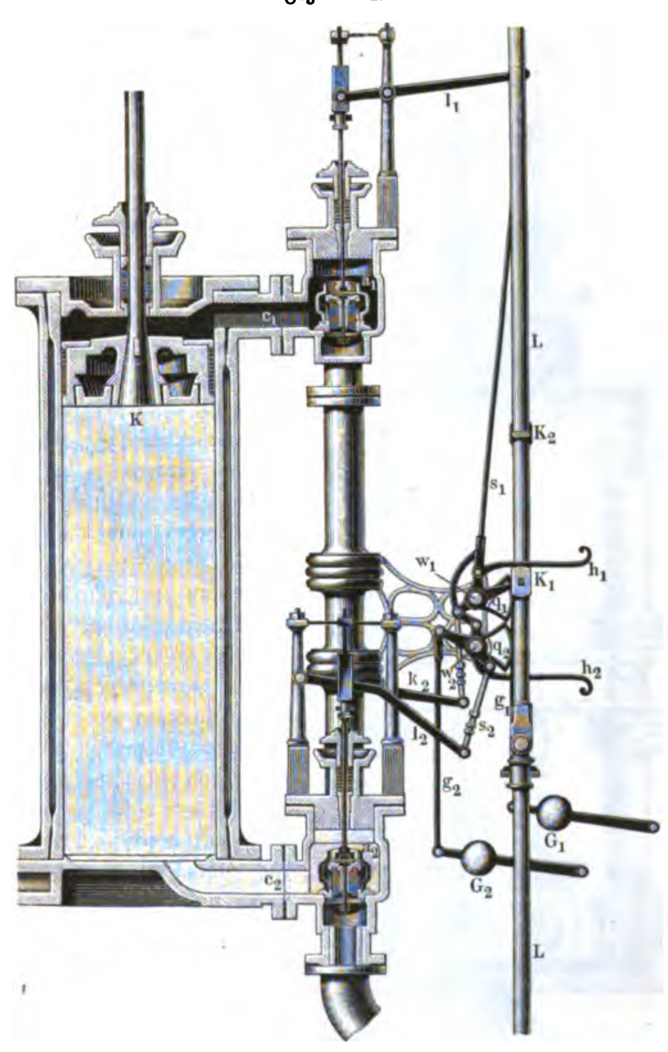


(Fig. 643 III). Diese Hülse befindet sich in Ruhe, und sie erhält nur durch den Regulator diejenige geringe Verdrehung, welche zu einer Veränderung des Füllungsgrades erforderlich ist.

§. 303. **Ventilsteuerung mit Sperrklinken.** Die Ventilsteuerungen finden vorzugsweise Anwendung bei den alternirenden Maschinen, wie sie zur Wasserbewältigung in Bergwerken gebraucht werden und über deren nähere Einrichtung in Thl. III, 2 gehandelt wird. Man wendet hierbei vielfach die aus §. 154 bekannte Sperrklinkensteuerung an, von welcher in Fig. 644 I u. II ein Beispiel gegeben ist. Diese Figuren stellen eine der in Cornwall gebräuchlichen doppeltwirkenden Wasserhaltungsmaschinen vor. Man ersieht aus der Fig. 644 II (S. 1094), daß zur Steuerung vier Ventile, zwei kleinere e_1, e_2 für den Einlaß und zwei größere a_1 a_2 für den Austritt des Dampfes vorhanden sind. Die nach dem Dampfcylinder führenden Röhren $c_1 c_2$ münden unterhalb der Eintrittsventile e und oberhalb der Austrittsventile a in die zugehörigen Ventilgehäuse ein. Während das Rohr E zur Zuführung

des Kesseldampfes dient, wird der gebrauchte Dampf durch das Rohr A nach dem Condensator geleitet. Man erkennt, daß bei der Eröffnung der

Fig. 644 I.

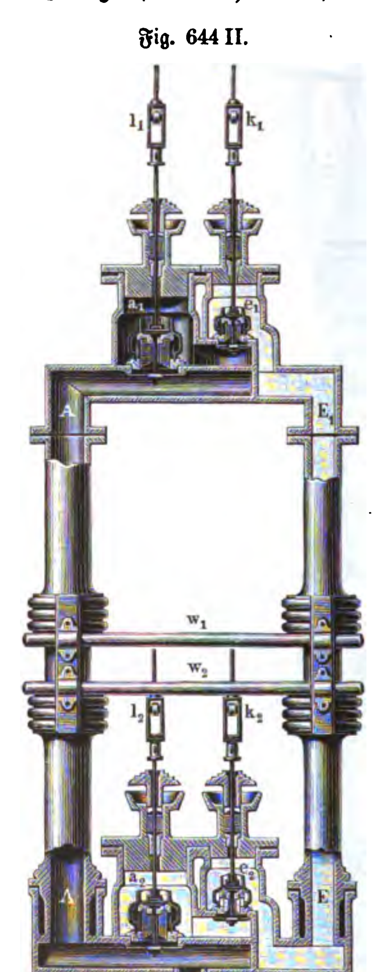


Ventile e_1 und a_2 der frische Dampf über den Kolben K treten und der gebrauchte Dampf aus dem untern Cylindertheile nach dem Condensator gelangen kann. Umgekehrt wird nach der Oeffnung der beiden anderen Ventile

e_2 und a_1 der unter den Kolben tretende Dampf den erstern emporschieben, während der Abdampf von oben entweicht.

Zur Bewegung der Ventile ist die Maschine mit zwei Steuerwellen w_1 und w_2 ausgerüstet, welche mittelst der auf ihnen befindlichen Hebel $h_1 h_2$, der Schubstangen s und der Ventilhebel l und k die Ventile öffnen und schließen, je nachdem ihnen eine Drehung nach der einen oder andern Richtung ertheilt wird. Diese Drehung wird den Steuerwellen in der zum Schließen erforderlichen Richtung durch die Anstoßknaggen K_1 und K_2 ertheilt, welche auf der als **Steuerbaum** dienenden Kolbenstange L der Luftpumpe angebracht sind, und welche bei ihrer auf- und niedersteigenden Bewegung abwechselnd an die Steuerhebel h_1 oder h_2 stoßen. Zum Oeffnen der Ventile dagegen sind die Gewichte $G_1 G_2$ vorgesehen, deren Zugstangen an entsprechenden Hebeln der Steuerwellen angreifen. Damit diese Gewichte nicht zur unrechten Zeit die Steuerwellen drehen, sind auf den letzteren noch die Sicherheitsquadranten q angebracht, von denen einer dem andern als Gesperre dient, welches zuerst ausgerückt werden muß, bevor das zugehörige Gewicht niedersinken und seine Ventile öffnen kann.

Fig. 644 II.



Der Gang der Steuerung ist hiernach der folgende: In dem durch die Figuren dargestellten Zustande ist der Dampfkolben K oben angekommen, der Knaggen K_1 hat während des Aufganges die Steuerwelle w_1 an ihrem Arme h_1 ergriffen und derart gedreht, daß die an dieser Welle hängenden Ventile e_2 für den Eintritt unten und a_1 für den Austritt

oben geschlossen worden sind. Gleichzeitig wurde dabei das an der Stange g_1 hängende Gewicht G_1 angehoben, um demnächst zur Wirkung bereit zu sein, und außerdem wurde der Quadrant q_1 aus demjenigen q_2 herausgedreht, so daß nunmehr die andere Steuerwelle w_2 nicht mehr gehemmt ist. In Folge hiervon kann das Gewicht G_2 an der Stange g_2 niedersinken, wodurch die Steuerwelle w_2 gedreht und eine Eröffnung der mit ihr verbundenen Ventile e_1 und a_2 eingeleitet wird. Der Dampfcylinder empfängt frischen Dampf oberhalb durch das Ventil e_1, während der vom vorherigen Hube unter dem Kolben befindliche Dampf durch das Ventil a_2 nach dem Condensator gelangt. Gegen Ende des hierdurch veranlaßten Nieederganges der Steuerstange trifft der Knaggen K_2 gegen den Arm h_2 der Steuerwelle w_2, diese so herumdrehend, daß die Ventile e_1 und a_2 wieder geschlossen werden, das an g_2 hängende Gewicht G_2 angehoben und der vorher gegen q_1 gefallene Quadrant q_2 wieder zurückgedreht wird. Hierdurch wird die Steuerwelle w_1 frei, dem Zuge der Gewichtsstange g_1 zu folgen, wodurch das untere Eintrittsventil e_2 und das obere Auslaßventil a_1 geöffnet werden, der Dampfkolben daher wieder zum Aufsteigen genöthigt wird. Der Dampf kommt in dieser Maschine durch Expansion nicht zur Wirkung, ebenso arbeitet die Maschine nicht mit Stillstandspausen zwischen den einzelnen Hüben; wie dies erreicht werden kann, soll im Folgenden besprochen werden.

Kataraktsteuerung. Wie im Thl. III, 2 angegeben wird, kommt §. 304.
es bei den Wasserhaltungsmaschinen der Bergwerke darauf an, zwischen zwei auf einander folgende Hübe der Maschine Stillstandspausen einzuschalten, um hierdurch eine Regulirung des Förderquantums nach Maßgabe der zu bewältigenden Wassermenge zu ermöglichen. Damit nun nach Ablauf einer solchen Pause die Maschine von Neuem in Gang gesetzt werden kann, ist es nöthig, das betreffende Ventil, durch dessen Eröffnung die Bewegung eingeleitet wird, durch eine außerhalb der Maschine liegende Kraft zu öffnen. Hierzu wendet man, wie bei der vorstehend besprochenen Maschine, Gewichte an, welche durch die Bewegung des Dampfkolbens gehoben werden, so daß sie nachher fähig sind, die beabsichtigte Wirkung durch ihr Niederfallen auszuüben. Damit nun aber hierbei die gewünschte Pause von bestimmter Zeitdauer eintrete, muß man eine geeignete Einrichtung treffen, vermöge deren die Zeit beliebig regulirt werden kann, nach welcher und in welcher das gedachte Niedersinken der Gewichte erfolgt. Die hierzu dienende Vorrichtung führt den Namen Katarakt, und von ihr haben die mit einer solchen Einrichtung versehenen Steuerungen den Namen der Kataraktsteuerungen erhalten.

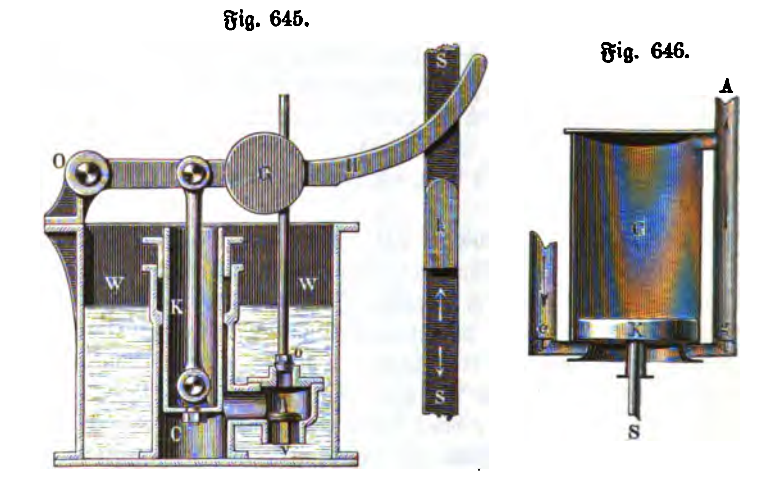
Ein Katarakt besteht im Wesentlichen aus einer Pumpe, deren Kolben durch die Maschine emporgezogen wird, und welcher hernach durch die Ein-

wirkung eines auf ihm lastenden Gewichtes das Bestreben erhält, wieder nieder zu sinken. Diesem Bestreben setzt sich ein bestimmter Widerstand entgegen, welcher dadurch hervorgerufen wird, daß der Kolben beim Niedersinken das unter ihm in dem Cylinder befindliche Wasser durch eine Oeffnung hindurchpressen muß. Hiernach ist es deutlich, daß die Geschwindigkeit dieses Sinkens um so kleiner, die Dauer des Sinkens also um so größer ausfallen wird, je enger die gedachte Oeffnung ist, durch welche das Wasser hinausgetrieben werden muß. Man hat demnach in der Regulirung dieser Oeffnung ein bequemes Mittel, um die Fallzeit des Gewichtes und damit die Dauer der Pause zu regeln.

Die Einrichtung eines Kataraktes ist aus Fig. 645 ersichtlich. In dem mit Wasser oder Oel gefüllten Kasten W ist der Pumpencylinder C aufgestellt, dessen Plungerkolben K durch den um O drehbaren Hebel H bewegt

Fig. 645.

Fig. 646.

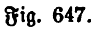


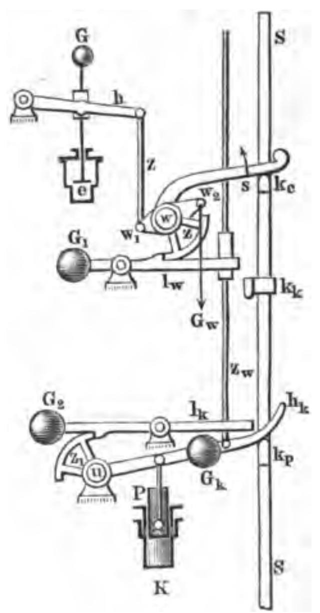
wird. Das Aufziehen dieses Hebels geschieht durch die mit dem Gestänge verbundene Steuerstange S, welche mit dem Anstoßknaggen k gegen den Hebel H trifft, denselben mit sich emporziehend, wogegen das Niedersinken des Kolbens durch das gleichfalls gehobene Gewicht G bewirkt wird. Beim Anheben des Kolbens wird durch das Saugventil v Wasser aus dem Kasten W angesaugt, welches beim Niedersinken des Kolbens durch die regulirbare Oeffnung o wieder in den Kasten W zurücktritt. Bei diesem Niedersinken kann der Hebel H gegen einen Ausrückhebel des betreffenden Ventilgewichtes drücken und dadurch dieses Gewicht von einer vorhandenen Hemmung auslösen, so daß nunmehr die Eröffnung dieses Ventils veranlaßt wird. In solchem Falle nennt man den Katarakt einen auslösenden, im Gegen-

satze zu einem steuernden Katarakte, welcher so eingerichtet ist, daß der Katarakthebel H beim Niedersinken direct die Eröffnung des betreffenden Ventils besorgt. Der in der Figur dargestellte Katarakt kann, wenn der Knaggen k seinen Hebel H freiläßt, unmittelbar niedersinken, weshalb man ihn als einen freien Katarakt bezeichnet. Es kann aber auch die Einrichtung so getroffen werden, daß dem Hebel H erst dann das Sinken ermöglicht wird, nachdem eine besondere, in der Figur nicht näher angegebene Hemmung desselben durch die Steuerstange S ausgeklinkt worden ist; der Katarakt heißt dann ein gehemmter.

Von der Wirkungsweise und den verschiedenen Einrichtungen des Kataraktes erhält man am besten eine Vorstellung, wenn man sich die Wirkung des Dampfes in den betreffenden Wasserhaltungsmaschinen vergegenwärtigt. Zu dem Ende sei C in Fig. 646 der Dampfcylinder einer direct wirkenden Wasserhaltungsmaschine, an dessen Kolbenstange S das zugehörige Pumpengestänge hängt. Durch den Dampfdruck auf den Kolben K wird dieses Gestänge gehoben, wobei der angehängte Pumpkolben das Wasser aus dem Pumpensumpfe in der Grube ansaugt. Wenn alsdann der Dampf aus dem Cylinder ins Freie oder in den Condensator entlassen wird, so drückt das Gestänge durch sein Eigengewicht das angesaugte Wasser in den Steigröhren der Pumpen empor, wie diese Wirkungsweise in Thl. III, 2 näher erläutert wird. Die Maschine ist sonach eine einfachwirkende, und sie heißt directwirkend, weil das Gestänge direct an die Dampfkolbenstange gehängt ist, im Gegensatze zu den indirecten Maschinen, bei denen das Gestänge vermittelst eines zwischengeschalteten Balanciers gehoben wird. Ein wesentlicher Unterschied besteht nicht in der Steuerung der directen und der indirecten Maschinen, und es soll daher im Folgenden der Einfachheit halber nur von den direct wirkenden Maschinen gehandelt werden. Der zugehörige Cylinder C hat hierbei nur zwei Ventile, von denen das eine e zum Einlassen des frischen Kesseldampfes dient, während das andere g das sogenannte Gleichgewichtsventil nach seiner Eröffnung dem unter dem Kolben K befindlichen Dampfe den Uebertritt auf die obere Kolbenseite gestattet. In Folge hiervon herrscht zu beiden Seiten des Kolbens die gleiche Pressung, so daß dem Pumpengestänge die erwähnte Niedergangsbewegung ermöglicht ist. Das Einlaßventil e wird hierbei schon vor gänzlicher Beendigung des Aufganges geschlossen, derart, daß der unter dem Kolben befindliche Dampf durch Expansion zur Wirkung kommt, und daß die in der Gestängmasse aufgespeicherte lebendige Kraft in die zu einer gewissen fernern Erhebung des Gestänges erforderliche mechanische Arbeit umgesetzt wird. In gleicher Art wird auch das Gleichgewichtsventil g schon vor beendigtem Niedergange des Kolbens geschlossen, damit der unter dem Kolben noch befindliche Dampf wie ein Buffer den Stoß der niedergehenden Massen

mildere. Bei den mit Condensation wirkenden Maschinen dieser Art ist außer den beiden hier gedachten Ventilen noch ein drittes, das Auslaß- oder Condensatorventil in dem Austrittsrohre A vorhanden, welches gleichzeitig mit dem Einlaßventile geöffnet wird, während es geschlossen gehalten werden muß, wenn nach Eröffnung des Gleichgewichtsventils der Rückgang des Gestänges durch sein Eigengewicht veranlaßt wird. Wäre ein solches Condensatorventil nämlich nicht vorhanden, oder würde es beim Kolbenniedergange nicht geschlossen, so würde der Dampfkolben unter sich Dampf von so geringer Dichte vorfinden, daß auf die erwähnte Wirkung eines elastischen Buffers nicht zu rechnen sein würde. Beim Vorhandensein dieses Condensatorventils dagegen hat der nach beendigtem Niedergange oberhalb des Kolbens befindliche Dampf ungefähr dieselbe Spannung, wie sie unterhalb des Kolbens zu Ende des Aufganges vorhanden war. Ist diese letztgedachte Spannung eine große, wie es der Fall ist, wenn der Dampf wenig oder gar nicht expandirte, so würde zur nachherigen Condensirung dieses dichten Dampfes eine große Menge Einspritzwasser nöthig sein; aus diesem Grunde pflegt man daher in solchen Fällen einen Theil des unter dem Kolben befindlichen Dampfes durch Eröffnung eines zu dem Zwecke vorgesehenen Ausblaseventils in die freie Atmosphäre zu entlassen. Die mehr erwähnten Hubpausen erzielt man, wie aus dem Vorstehenden ersichtlich sein wird, dadurch, daß man vor Eröffnung eines der beiden Ventile e oder g eine gewisse durch die Katarakte regulirte Zeit verstreichen läßt.


Fig. 647.



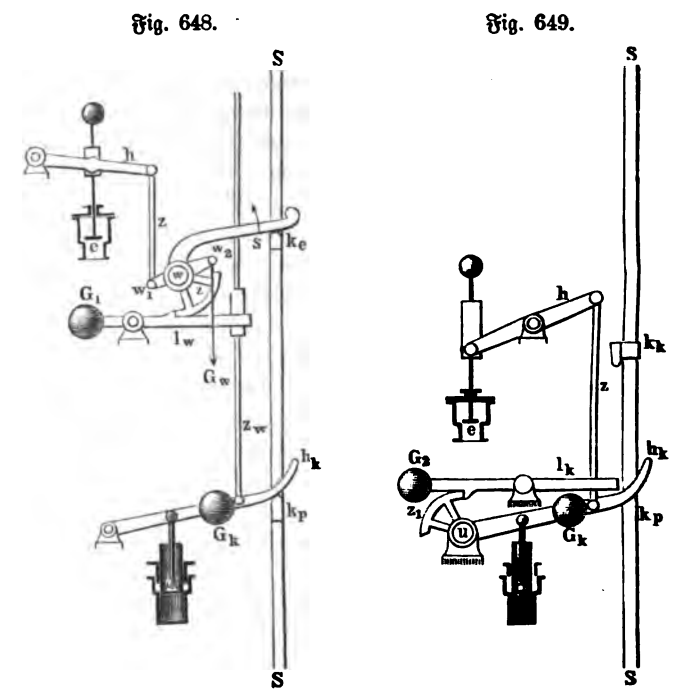
Nach dem Vorhergegangenen erklärt sich nun die Einrichtung und Wirkungsweise des Katarakts wie folgt. Es sei e, Fig. 647, das Einlaßventil einer einfachwirkenden, directen Wasserhaltungsmaschine, mit deren Kolbenstange die Steuerstange S fest verbunden ist, so daß sie die auf- und abgehende Bewegung derselben mitmacht. Die Bewegung des Ventils e geschehe mit Hülfe des einarmigen Hebels h und der Zugstange z, welche an den Arm des um w drehbaren Hebels w_1 angeschlossen ist. Es ist aus der getroffenen Einrichtung ersichtlich, wie der Schluß des Ventils erfolgen muß, sobald der auf der Steuerstange ange-

brachte Knaggen k_e beim Aufsteigen den Hebel s in der Richtung des Pfeiles herumdreht, während ein Eröffnen des Ventils erfolgt, sobald die Welle w, die sogenannte Steuerwelle, dem Zuge des Gewichtes G_w folgen kann, welches an den Arm w_2 dieser Welle angehängt ist. In der Figur ist das Ventil im geschlossenen Zustande gezeichnet, wie er dem Augenblicke entspricht, in welchem der Dampfkolben seinen höchsten Stand erreicht hat. Denkt man sich, daß nach Ablauf der zugehörigen Pause das Gleichgewichtsventil durch seinen hier nicht weiter angegebenen Katarakt geöffnet werde, so beginnt die absteigende Bewegung des Kolbens und des Steuerbaumes S, so daß der Knaggen k_e den Steuerhebel s verläßt. Trotzdem kann die Steuerwelle dem Zuge des Gewichtes G_w so lange noch nicht folgen, als sie durch den Sperrhebel l_w daran gehindert ist, gegen dessen Ansatz der auf der Steuerwelle w angebrachte Zahn z sich stemmt. Erst wenn diese Sperrung ausgelöst worden ist, kann das Gewicht G_w niedersinken und dadurch das Ventil e aufreißen, so daß der frische Kesseldampf unter den Kolben treten und denselben zu neuem Aufgange zwingen kann. Diese Auslösung des Gesperres l_w nun ist dem Katarakte K übertragen. Der Plunger desselben ist nämlich in der gehobenen Lage befindlich, in welche ihn der Anstoßknaggen k_p des Steuerbaumes beim vorherigen Aufsteigen gebracht hat. Wenn dieser Plunger unter Einfluß seines Gewichtes G_k niedersinkt, so zieht er die mit ihm verbundene Auslösestange z_w nach sich, und diese Stange trifft dabei gegen den Sperrhebel l_w, denselben niederdrückend und den Sperrzahn z befreiend. Jetzt erst kann das Gewicht G_w die beabsichtigte Oeffnung des Ventils e bewirken, und es hängt die frühere oder spätere Eröffnung wesentlich von der Geschwindigkeit ab, welche dem niedersinkenden Plunger P durch die Austrittsöffnung des Wassers zugelassen ist. Der Katarakt ist daher hier als ein auslösender wirksam; derselbe ist außerdem ein gehemmter, denn man ersieht aus der Figur, daß das Sinken des Katarakthebels h_k nicht früher erfolgen kann, als bis der Sperrhebel l_k niedergedrückt worden ist, wodurch der Ansatz desselben den Sperrzahn z_1 des Hebels h_k frei giebt. Die Auslösung dieses Kataraktgesperres ist der Steuerstange S übertragen, welche beim Niedergange mit dem Knaggen k_k gegen den Hebel l_k trifft.

Man erkennt leicht, daß die beiden Gesperre sich von selbst wieder einrücken, sobald der aufwärts gehende Steuerbaum S die Wellen w und u in der dem Pfeile entsprechenden Richtung umdreht; die Gewichte G_1 und G_2 sind zu diesem Zwecke angeordnet.

Es ist nach dem Vorstehenden nicht schwer, die Einrichtung anzugeben, welche den Katarakt zu einem freigehenden und zu einem steuernden macht. Läßt man nach Fig. 648 (a. f. S.) die Hemmung l_k und z_1 des Katarakthebels fort, so kann derselbe seine niedergehende Bewegung in demselben Augenblicke beginnen, in welchem der abwärtsgehende Steuerbaum

ihm den Knaggen k_p entzieht. Im Uebrigen ist die Wirkung dieses freien Kataraktes dieselbe wie vorher, d. h. es wirkt derselbe ebenfalls auslösend auf das Gesperre des Ventilhebels w_1. Der Unterschied besteht wesentlich nur darin, daß der freie Katarakt, Fig. 648, während der ganzen Niedergangszeit und der darauf folgenden Pause im Niedersinken begriffen ist, wogegen der gehemmte Katarakt, Fig. 647, nur während dieser Pause vor dem erfolgenden Aufgange in Thätigkeit kommt. Man wird



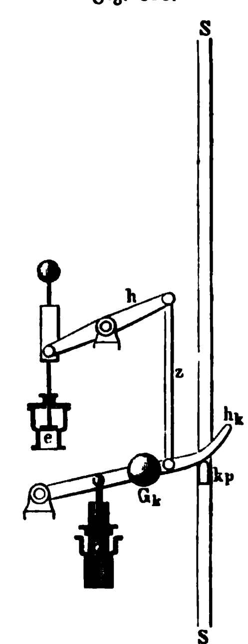
mit Rücksicht hierauf auch den freien Katarakt größer machen müssen als den gehemmten.

Läßt man andererseits die Hemmung des Ventilgewichtes weg, so entsteht unter Beibehaltung der Hemmung des Kataraktes die Anordnung der Fig. 649, welche einen gehemmten steuernden Katarakt vorstellt. Die letztere Bezeichnung rechtfertigt sich mit Rücksicht darauf, daß hier der niedersinkende Katarakthebel h_k direct das Ventil e für den Eintritt des Dampfes öffnet. Diese Eröffnung erfolgt daher nur so langsam, wie es der Senkung des Plungers entspricht; die Thätigkeit des Kataraktes ist wegen der vorhandenen Hemmung desselben auf die Zeit der Ruhepause beschränkt, die dem Aufgange vorhergeht, gerade so wie bei dem Katarakte der Fig. 647.

Läßt man endlich von dem zuerst besprochenen Katarakte beide Hemmungen fort, so entsteht die einfachste Form des freien steuernden Kataraktes nach Fig. 650, bei welcher der Hebel h_k unmittelbar nach seiner Erhebung durch den Steuerknaggen k_p wieder sinken kann und dabei direct auf die Eröffnung des Eintrittsventils wirkt.

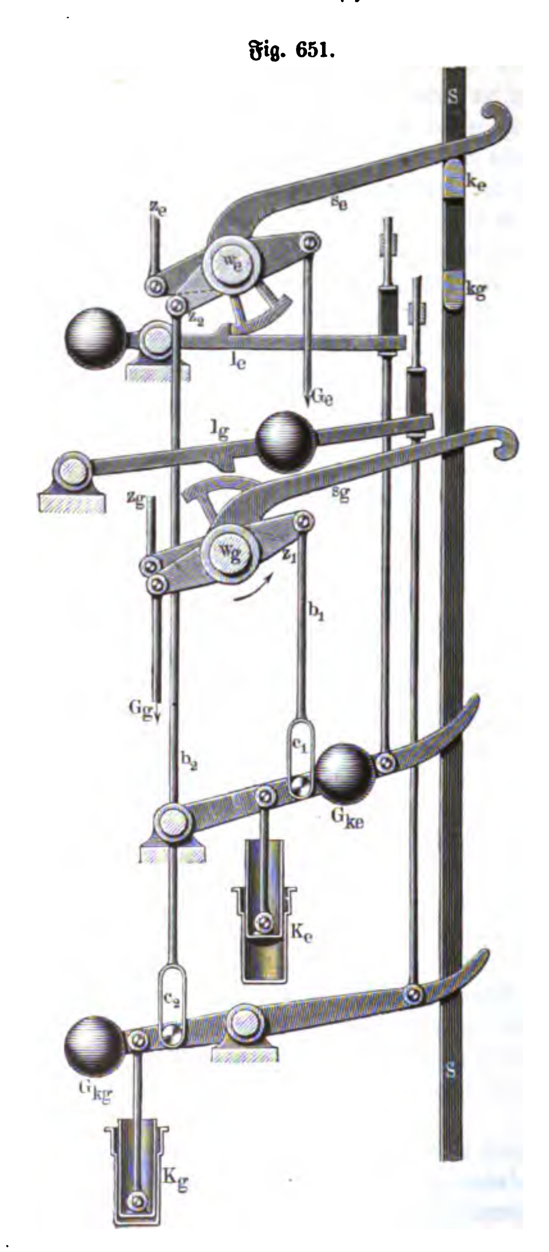
Ein solches Getriebe wie der hier besprochene Katarakt ist nun bei jeder Wasserhaltungsmaschine in so vielen Ausführungen anzuordnen, als Ventile vorhanden sind, deren Bewegungen von einander verschieden und vor deren Eröffnung eine Stillstandspause eintreten soll. Bei einer einfachwirkenden Maschine nach Art der Fig. 646 sind deshalb zwei Katarakte anzubringen, für das Eintrittsventil und für das Gleichgewichtsventil, wenn eine Pause sowohl nach dem Aufgange wie nach dem Niedergange statthaben soll. Ist wegen der vorhandenen Condensation noch ein drittes Ventil vorhanden, welches die Verbindung mit dem Condensator herstellt und unterbricht, so kann dasselbe von dem Katarakte des Eintrittsventils gleichfalls bethätigt werden, da diese beiden Ventile in der Regel übereinstimmend bewegt werden. Dagegen würde eine doppeltwirkende Maschine im Allgemeinen für die vorhandenen vier Ventile auch vier Katarakte bedürfen, sofern man nicht etwa der Einfachheit halber die Eröffnung eines Austrittsventils in demselben Augenblicke wie die des entgegengesetzten Eintrittsventils vornimmt, um beide durch einen gemeinsamen Katarakt bethätigen zu können. Will man bei einer mit Katarakten versehenen Maschine die Pausen beseitigen, so kann dies durch Aushängung der betreffenden Katarakte geschehen, nur müssen in diesem Falle besondere Sperrklinken für die Ventilhebel vorhanden sein, die durch den Steuerbaum in der Weise ausgeklinkt werden, wie es gelegentlich der im vorigen Paragraphen besprochenen Maschine aus einander gesetzt worden ist.

Fig. 650.



Zur größern Verdeutlichung der Kataraktsteuerung ist in Fig. 651 (a. f. S.) das Schema für eine einfachwirkende directe Wasserhaltungsmaschine angegeben. Für das Einlaßventil ist der Katarakt K_e und für das Gleichgewichtsventil derjenige K_g angeordnet. Diese Katarakte sind gegen die zuvor besprochene Einrichtung in der Weise vereinfacht, daß jedes Ventilgewicht bei

Fig. 651.



seinem Niedersinken zugleich das Kataraktgewicht des andern Ventils aufzieht, was in folgender Weise erreicht wird. Die Steuerung ist in derjenigen Stellung gezeichnet, in welcher das Gleichgewichtsventil gerade aufgerissen wurde, so daß der Dampfkolben seinen Niedergang zu beginnen im Begriffe ist. Das Eintrittsventil ist daher in einer vorhergegangenen Zeit geschlossen, wobei sein Gesperre l_e eingehakt wurde, und der Katarakt des Gleichgewichtsventils K_g ist gesunken, wodurch er das Gesperre l_g dieses Ventils auslöste, so daß dessen Eröffnung durch das Ventilgewicht G_g und mittelst der Zugstange z_g geschehen konnte. Bei dieser Eröffnung durch das niedersinkende Gewicht G_g ist die Steuerwelle w_g im Sinne des Pfeiles gedreht worden, und ein auf dieser Welle angebrachter Hebel z_1 hat mittelst der Zugstange b_1 das Gewicht des Kataraktes K_e für das Eintrittsventil angehoben, so daß dasselbe nachher zur Wirkung bereit ist,

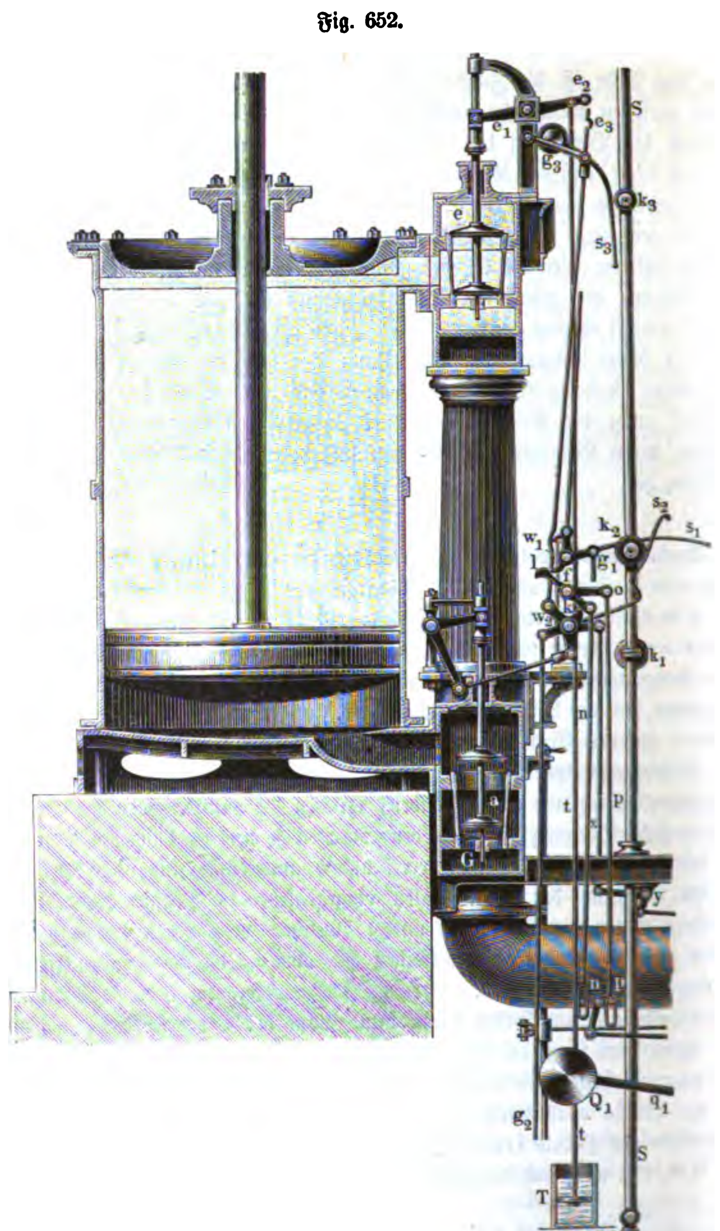
nachdem in der folgenden Niedergangsperiode der Steuerhebel s_g des Gleichgewichtsventils durch den Knaggen k_g wieder abwärts bewegt worden ist. Zu dem Ende ist die Zugstange b_1 mit einer längern Schleife am untern Ende versehen, welche ihr den Abwärtsgang beim Niedergehen gestattet, ohne dadurch die Bewegung des Kataraktes K_e zu beeinflussen. Man erkennt hieraus leicht, daß der Katarakt sich wie ein gehemmter verhält, da ihm das Niedergehen so lange verwehrt ist, als er durch den untern Hals der Schleife c_1 getragen wird. Ebenso ist aus der Figur zu erkennen, daß durch das demnächst sinkende Gewicht G_e des Eintrittsventils vermittelst der Schleife c_2 ein Anheben des gefallenen Kataraktgewichtes G_{kg} für das Gleichgewichtsventil bewirkt werden muß.

Nach dieser allgemeinen Darstellung der für die Kataraktsteuerungen geltenden Verhältnisse, welche dem Werke von Blaha*) entnommen wurde, möge die Beschreibung einer ausgeführten Steuerung dieser Art folgen, deren Katarakt eine von den besprochenen etwas abweichende Einrichtung hat.

Einfachwirkende Wasserhaltungsmaschine. Die durch die §. 305.
Fig. 652 (a. f. S.) und Fig. 653 dargestellte Wasserhaltungsmaschine von Hick in Bolton ist eine einfachwirkende Maschine mit einem Balancier, an dessen einem Arme die Kolbenstange des Dampfkolbens angreift, während das Pumpengestänge an den andern Arm gehängt ist. Zur Steuerung der Maschine, welche durch Expansion wirkt, sind drei Ventile angebracht, von denen e für den Eintritt, a für den Austritt nach dem Condensator und g als Gleichgewichtsventil dient. Zur Bewegung dieser Ventile sind die beiden Steuerwellen w_1 und w_2 vorhanden, welchen die zum Oeffnen der Ventile erforderliche Drehung durch an den Stangen g_1 und g_2 hängende Gewichte ertheilt wird, sobald die Gesperre l und k ausgeklinkt sind, die sich einer solchen Drehung der Steuerwellen entgegensetzen. Behufs dieser Ausklinkung dienen die Stangen p und n, welchen durch einen im Folgenden näher zu besprechenden Kataraktkolben eine abwechselnd auf- und abgehende Bewegung mitgetheilt wird. Vermöge dieser Bewegung hebt die Stange n beim Aufsteigen den Haken k aus dem Zahne der Steuerwelle w_2, so daß die letztere dem Zuge des Gewichtes folgen und durch ihre Drehung die mit ihr zusammenhängenden Ventile e für den Eintritt und a für den Austritt öffnen kann. Ebenso wird durch ein Heben der andern Stange p vermittelst des doppelarmigen Hebels lfo der Haken l gesenkt, so daß der Zahn der Steuerwelle w_1 frei wird und diese Welle durch den Zug des Gewichtes an g_1 eine

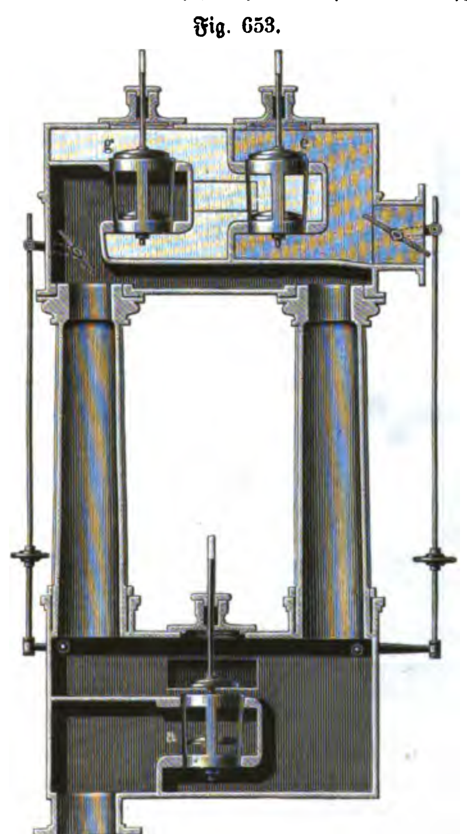
*) Die Steuerungen der Dampfmaschinen, von Emil Blaha. Berlin 1878.

Fig. 652.



solche Drehung annehmen kann, wie sie zum Oeffnen des Gleichgewichtsventils g erforderlich ist. Das Schließen der Ventile dagegen geschieht bei dieser Maschine wie gewöhnlich durch den Steuerbaum S, welcher gleichzeitig mit dem Dampfkolben auf- und abgeht. Hierzu trägt dieser Steuerbaum die Knaggen k_1 für den Hebel s_1 der Steuerwelle w_1 und k_2 für den Hebel s_2 der Steuerwelle w_2, und es ist ersichtlich, wie der aufgehende Knaggen k_1 die Welle w_1 so dreht, daß dadurch das Gleichgewichtsventil g geschlossen wird. Dies geschieht kurz vor Beendigung des Kolbenaufganges, so daß oberhalb des Kolbens der noch vorhandene Dampf die Wirkung eines Buffers ausüben kann. Ebenso wird das Austrittsventil a, das die Verbindung des Dampfcylinders mit dem Condensator herstellt, durch die niedergehende Bewegung des Steuerbaumes vermittelst des Knaggens k_2 geschlossen, welcher die Welle w_2 an dem Hebel s_2 ergreift. Der Schluß des Eintrittsventils e dagegen muß hier, da die Maschine mit Expansion wirken soll, in anderer Weise vor sich gehen. Zu dem Zwecke eines frühern Schlusses dieses Ventils ist die Zugstange, welche den Ventilhebel bethätigt, mit dem letztern bei e_2 auslösbar durch ein hakenförmiges Auge e_3 verbunden, so zwar, daß dieser Haken e_3 sich aus dem Ventilhebel $e_1 e_2$ aushängt, sobald der Knaggen k_3 den durch ein Gegengewicht g_3 ausbalancirten Arm s_3 ergreift. Hierauf fällt das nicht mehr getragene Eintrittsventil e nieder und die Expansionswirkung beginnt. Es ist ohne Weiteres klar, daß man durch Verstellung des Knaggens k_3 auf dem Steuerbaume den Füllungs-

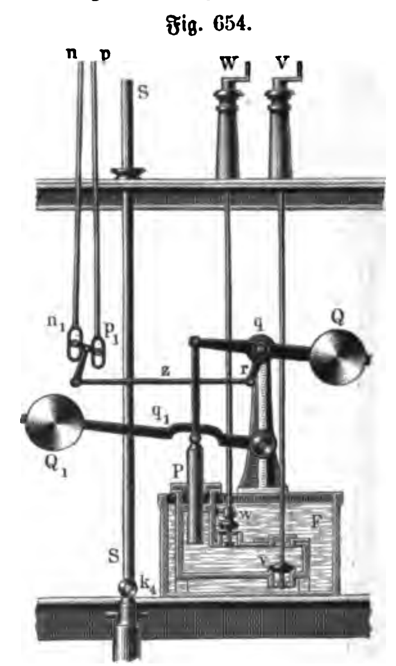
Fig. 653.



grad beliebig verändern kann. Das Wiedereinrücken des Hakens e_3 in den Zapfen des Ventilhebels $e_1 e_2$ geschieht unter Einwirkung des Gewichtes g_3 von selbst, sobald gegen Ende des Niederganges die Steuerwelle w_2 durch den Knaggen k_2 gedreht wird, wodurch nicht nur der Haken e_3 gehoben wird, so daß er sich in den Zapfen des Ventilhebels $e_1 e_2$ wieder einhakt, sondern auch die Erhebung des vorher gefallenen Gewichtes g_2 veranlaßt wird.

Zur entsprechenden Bewegung der beiden Auslösestangen p und n dient der in Fig. 654 dargestellte Katarakt, welcher insofern eine eigenthümliche Einrichtung zeigt, als nicht nur der Niedergang seines Plungers P, sondern auch der Aufgang desselben mit einer durch die Ventile v und w zu regulirenden Geschwindigkeit erfolgt. Zu dem Ende wird der Plunger durch das Gewicht Q mittelst des doppelarmigen Hebels q gehoben, während sein Niedergang durch die Belastung des Gewichtes Q_1 vor sich geht. Wenn nämlich die Steuerstange S emportritt, so hebt sie mittelst des Knaggens k_4 den Hebel q_1 an, so daß nunmehr der Plunger durch das Gewicht Q aufgezogen wird, wobei er unterhalb Wasser durch das Ventil v aus dem Kasten F ansaugt. Da die Eröffnung dieses Ventils durch die Schraube V regulirt werden kann, so ist hierdurch ein Mittel gegeben, die Zeit des Plungeraufganges zu verändern und dadurch eine mehr oder minder lange Pause in der Bewegung des Dampfkolbens zu veranlassen. Bei der gedachten aufsteigenden Bewegung des Plungers nämlich schiebt der Hebel q mittelst seines verticalen Armes r die Schubstange z nach links, womit eine Erhebung der Auslösestange n verbunden ist, wie solche nach dem Vorstehenden erforderlich ist, um den Sperrhaken k in Fig. 652 auszuklinken und die Eröffnung des Eintrittsventils e zu veranlassen, nach welcher der Niedergang des Dampfkolbens beginnt. Hiermit ist auch ein Herabgehen der Steuerstange und des Knaggens k_4 verbunden, in Folge wovon der Hebel q_1 frei wird, dem Zuge des Gewichtes Q_1 gemäß den Plunger wieder zum Sinken zu bringen. Bei dieser

Fig. 654.



Niedergehen des Plungers zieht der Hebelarm r die Stange z wieder nach rechts und erhebt die andere Auslösestange p, so daß hierdurch die Ausklinkung von l aus w_1 bewirkt und die Eröffnung des Gleichgewichtsventils eingeleitet wird, welche den Aufgang des Dampfkolbens zur Folge hat. Da auch das Ventil w durch die Schraube W stellbar ist, und hierdurch die Geschwindigkeit des Sinkens von P geregelt werden kann, so geht hieraus die Möglichkeit hervor, die Pause zu reguliren, welche vor dem erfolgenden Aufgange des Dampfkolbens eintritt.

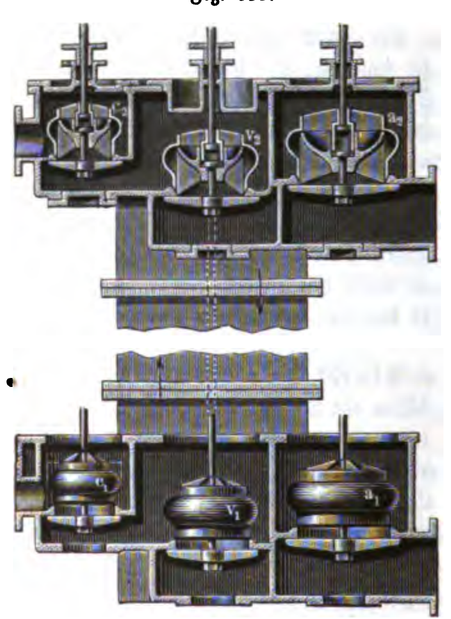
In der Figur 652 bemerkt man noch eine mit dem Hebel $e_1 e_2$ des Eintrittsventiles e verbundene Stange t, welche unterhalb die in einen Cylinder hineintretende Scheibe T trägt. Der Zweck dieser Einrichtung besteht darin, die Geschwindigkeit möglichst zu mäßigen, mit welcher das Eintrittsventil beim Niedergehen auf seinen Sitz aufstößt. Ferner ist an der Steuerwelle w_2 des Eintrittsventils eine Zugstange x angebracht, welche dem Zwecke dient, gleichzeitig mit dem Oeffnen dieses Ventils durch den Winkelhebel y u. s. w. das Einspritzventil zu öffnen, welches dem Condensator das zur Condensation des Dampfes erforderliche Einspritzwasser zuführt. Diese Injection hört auf, wenn der Dampfkolben gegen Ende seines Nieerganges die Steuerwelle w_2 wieder zurückdreht und durch den Schluß des Austrittsventils die Verbindung des Dampfcylinders mit dem Condensator unterbricht.

Kataraktsteuerung von Kley. Die vorstehend besprochenen Maschinen mit Kataraktsteuerung bieten den Vortheil dar, daß man sie beliebig langsam arbeiten lassen kann, was mit rotirenden Maschinen nicht erreichbar ist, auch wenn man sehr schwere Schwungräder anordnen wollte. Dagegen ist die Betriebssicherheit der alternirenden Maschinen wegen des möglichen Durchschlagens derselben geringer, als diejenige von rotirenden Maschinen, deren Bewegung auch wegen der vorhandenen Kurbel im Allgemeinen sanfter ist. Die Vortheile der beiden Systeme zu vereinen, ist der Zweck der von Kley an seinen Wasserhaltungsmaschinen getroffenen Einrichtung, indem diese Maschinen die Einschaltung von Hubpausen gestatten, trotzdem sie mit einem Schwungrade versehen sind. Die allgemeine Einrichtung einer solchen Maschine ist in Thl. III, 2 angegeben, ohne daß daselbst die verwendete Steuerung einer nähern Besprechung unterworfen werden konnte, die daher an dieser Stelle ihren Platz finden soll. Als Unterlage für diese Besprechung hat die zugehörige Patentschrift P. R. 2345 benutzt werden können. §. 306.

Die betreffende Maschine arbeitet mit einem Balancier, an dessen einem Arme das Pumpengestänge, an dessen anderm Arme der Dampfcylinder angreift, beziehungsweise die Dampfcylinder, wenn die Maschine, wie hier vorausgesetzt werden soll, nach dem Woolf'schen Systeme ausgeführt ist. Das

freie Ende des Balanciers auf der Dampfcylinderseite ist zur Anbringung der Lenkerstange für die Bewegung der Schwungradwelle benutzt. Für die Steuerung der doppeltwirkenden Maschine sind sechs Ventile erforderlich, von denen zwei als Einlaßorgane für den kleinen Cylinder dienen, zwei andere den Austritt des gebrauchten Dampfes aus dem großen Cylinder nach dem Condensator regeln und die beiden übrigen dazu gebraucht werden, den aus dem kleinen Cylinder austretenden Dampf auf die jeweilig entgegengesetzte Kolbenseite des großen Cylinders gelangen zu lassen. Von diesen sechs Ventilen, von denen drei an jedem Ende des Cylinders angebracht sind, giebt die Fig. 655 eine schematische Darstellung. Die Ventile sind so zu steuern, daß bei einem Gange, z. B. beim Aufsteigen des Kolbens, das untere Eintrittsventil e_1 des kleinen Cylinders und oberhalb die beiden Ventile a_2 und v_2 geöffnet sind, welche den Dampf von der obern Seite des großen Kolbens nach dem Condensator entlassen und die Verbindung herstellen zwischen dem obern Raume des kleinen und dem untern Raume des großen Cylinders. Von diesen Ventilen wird wegen der zu erzielenden Expansion zuerst das Eintrittsventil e_1 geschlossen, während der Verschluß der beiden Ventile a_2 und v_2 erst gegen das Ende des Aufganges erfolgt. Zur Einleitung des Niederganges sind dann kurz hinter einander das untere Austrittsventil a_1, das untere Uebergangsventil v_1 und das obere Eintrittsventil e_2 zu eröffnen.

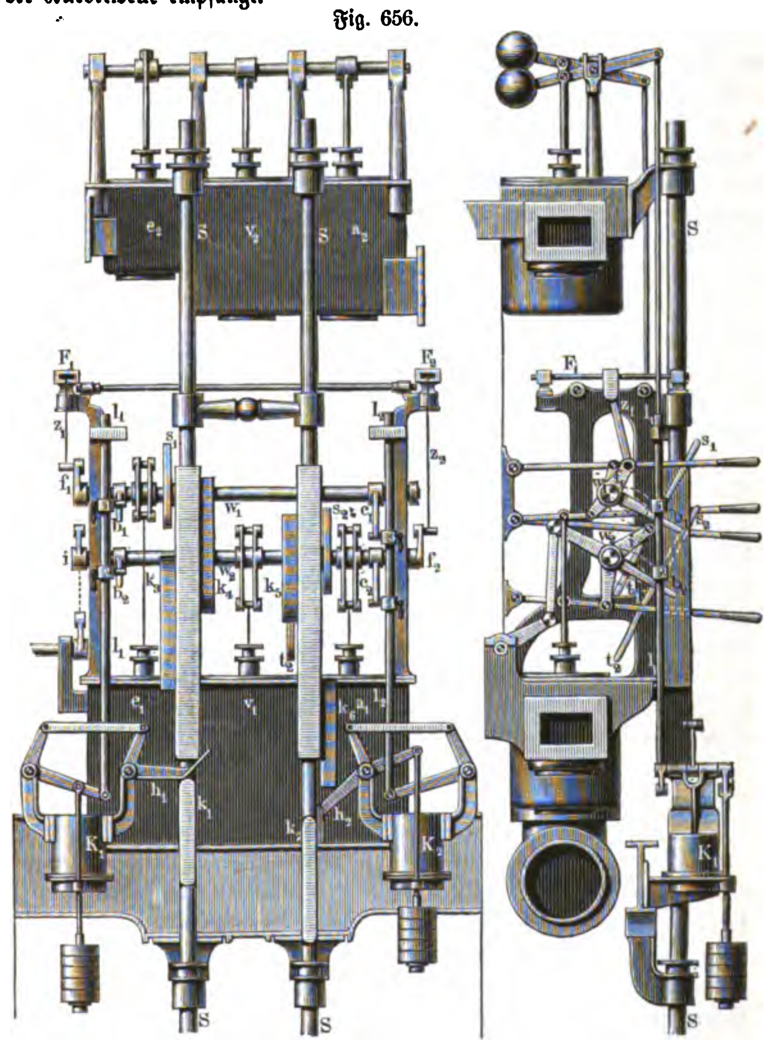
Fig. 655.



Zur Bewegung der Ventile sind zwei Steuerwellen w_1 und w_2, Fig. 656, vorgesehen, von denen w_1 die Eintrittsventile und w_2 die Aus- und Uebertrittsventile bethätigt. Da die Maschine mit Stillstandspausen am obern wie am untern Ende des Kolbenlaufes arbeiten soll, so sind hierfür die beiden mit K_1 und K_2 bezeichneten Katarakte angebracht. Die Bewegung der Steuerarme und der Katarakthebel erfolgt durch die Knaggen der doppelten

Steuerstange *S*, welche ihre auf- und niedergehende Bewegung von dem Balancier der Maschine mittelst eines Hülfsbalanciers, also unabhängig von der Kurbelwelle empfängt.

Fig. 656.



Die Steuerwellen sind hier, abweichend von der gewöhnlichen Ausführung, so angeordnet, daß sie doppeltwirkend arbeiten, indem sie in ihrer mittlern Stellung die an ihnen hängenden Ventile geschlossen halten und je nach ihrem Ausschlagen von dieser Mittelstellung nach der einen oder andern

Seite die Eröffnung oben oder unten bewirken. Hierzu sind auf jeder Steuerwelle zwei Steuerhebel, s_1 und t_1 auf w_1, sowie s_2 und t_2 auf w_2 angebracht, von denen der eine beim Aufgange und der andere beim Niedergange der Steuerstange von deren Knaggen ergriffen wird, wodurch die Mittelstellung der Welle veranlaßt wird, in welcher, wie bemerkt, die Ventile geschlossen sind. Hierbei hat ein auf der Steuerwelle befestigter Hebel f_1 auf w_1 und f_2 auf w_2 die verticale Stellung angenommen und dadurch eine durch eine Stange z_1 und z_2 auf ihn wirkende Feder F_1 und F_2 gespannt. Diese Feder vermag trotz ihrer Spannung eine Drehung der Steuerwelle nicht zu veranlassen, weil die von ihr ausgeübte Kraft in dieser Stellung durch die Steuerwelle hindurchgeht; eine solche Drehung wird erst möglich, nachdem der Hebel f_1 oder f_2 aus seiner verticalen Lage etwas nach der Seite gedrückt wird, wodurch die Federkraft den zur Drehung der Welle erforderlichen Hebelarm erhält. Mit dieser geringen Drehung der Steuerwelle, die als Einleitung der durch die Feder bewirkten Ventileröffnung anzusehen ist, wird einer der beiden Katarakte betraut, zu welchem Zwecke jeder Kataraktkolben eine Stange l_1 und l_2 in verticaler Richtung bewegt, die mit Anstoßstiften auf einen an der Steuerwelle befindlichen Hebel b_1, c_1 und b_2, c_2 wirkt. Nach einer geringen in dieser Weise durch den Katarakt hervorgerufenen Drehung der Steuerwelle bewirkt die Feder schnell die weitere Drehung und das vollständige Oeffnen der betreffenden Ventile. Hierzu muß die Einrichtung so getroffen werden, daß die Steuerwelle durch ihren aus der Mittelstellung nach der einen Richtung erfolgenden Ausschlag nur ein Ventilöffnen auf der einen Seite des Kolbens veranlaßt, während die am andern Cylinderende befindlichen Ventile durch diese Drehung nicht geöffnet werden dürfen, ein Eröffnen dieser Ventile vielmehr nur durch den nach der entgegengesetzten Richtung erfolgenden Ausschlag der Steuerwelle veranlaßt werden kann. Dies ist durch die entsprechende Stellung der die Ventile bewegenden Hebel erreicht.

Hiernach erfolgt das Spiel der Steuerung, wie nachstehend angegeben. Die beiden Dampfkolben seien in ihrer tiefsten Lage vorausgesetzt, wie in der Figur angenommen worden; dann ist das untere Eintrittsventil e_1 des kleinen Cylinders geöffnet und ebenso stehen die oberen Ventile v_2 und a_2 offen, wenn die Kolben ihren aufsteigenden Lauf beginnen. Die beiden Steuerwellen sind nach unten, d. h. so gedreht, daß die Steuerhebel in der tiefsten Lage sich befinden, der linke Katarakt K_1 ist soeben gesunken, wodurch die gedachten Ventile eröffnet wurden, der rechte Katarakt K_2 dagegen ist in der vorhergegangenen Zeit des Niederganges durch den Knaggen k_2 aufgezogen worden, wird jedoch vorläufig am Sinken dadurch gehindert, daß sein Hebel h_2 sich gegen den langen Knaggen k_2 legt. Beim Aufsteigen der Steuerstange wird nun zunächst das Eintrittsventil e_1 dadurch geschlossen,

daß der Knaggen k_3 gegen den Steuerhebel s_1 tritt und die Welle w_1 in ihre Mittelstellung dreht, womit eine Verticalstellung des Hebels f_1 und die Spannung der Feder F_1 verbunden ist. Durch die Versetzung des Knaggens k_3 auf seiner Steuerstange hat man den Zeitpunkt des Abschließens von e_1 und somit die Größe des Füllungsgrades natürlich in der Hand. Gleichzeitig ist der linke Katarakt K_1 durch den aufsteigenden Knaggen k_1 an seinem Hebel h_1 aufgezogen worden, und zwar wird derselbe, wie ersichtlich, durch den Knaggen k_1 selbst gehemmt. Bei dem weitern Aufsteigen der Steuerstange S trifft dieselbe mit dem Knaggen k_6 gegen den Arm s_2 der untern Steuerwelle w_2, und schließt durch deren Drehung in die Mittelstellung die beiden Ventile a_2 und v_2, in Folge wovon die Maschine zum Stillstande kommt. Gegen Ende des Aufsteigens hat der Knaggen k_2 den Hebel h_2 des rechten Kataraks K_2 frei gelassen, so daß nunmehr der Plunger desselben sinken kann, wodurch eine Erhebung der Stange l_2 veranlaßt wird. Die Geschwindigkeit dieser Erhebung läßt sich in bekannter Art am Katarakte regeln, und damit ist auch die Dauer der Pause bestimmt, während welcher die Kolben in der obern Stellung in Ruhe verbleiben. Diese Pause wird nämlich dadurch unterbrochen, daß die Stange l_2 beim Aufsteigen mit dem Anstoßstifte *4* zuerst gegen den Arm c_2 der untern Welle w_2 und darauf mit dem Stifte *3* gegen den Arm c_1 der obern Welle w_1 trifft und dadurch diese Wellen aus ihren Mittelstellungen herausbringt, wonach durch die Wirkung der Federn die Drehung der Wellen in angegebener Art vervollständigt und die Eröffnung der Ventile $a_2 v_2$ und e_2 bewirkt wird. Die Kolben beginnen jetzt ihren Niedergang, für welchen ganz übereinstimmende Bemerkungen gelten. Die gehörige Zuführung des Einspritzwassers in den Condensator wird durch einen mit der untern Steuerwelle w_1 verbundenen Hebel i bewirkt, so daß der Zufluß des Einspritzwassers immer mit dem Austritte des Dampfes aus dem großen Cylinder gleichzeitig hergestellt wird.

Die mit dieser Steuerung versehenen Maschinen können, den Eigenschaften der Kataraktsteuerung gemäß, beliebig langsam arbeiten. Das Vorhandensein der Schwungradwelle andererseits gestattet sehr schnellen Gang, ohne daß dadurch die Sicherheit des Betriebes gefährdet würde. Durch die Regulirung des Füllungsgrades hat man es hier in der Hand, die Maschine stets nach derselben Richtung, oder abwechselnd in entgegengesetztem Sinne umzudrehen. Das letztere erreicht man, wenn die Füllung so klein gewählt wird, daß die Kurbel noch vor Erreichung des todten Punktes in Ruhe kommt. Dies wurde schon in Thl. III, 2 angeführt, wie auch daselbst bemerkt worden ist, daß die Maschine im Falle eines Gestängbruches am Durchgehen verhindert ist, indem die Kurbel alsdann, über den todten Punkt hinweg sich bewegend, den betreffenden Katarakt schon wieder aufzieht, noch ehe

derselbe zur Wirkung gelangen und neuen Dampfeintritt vermitteln konnte. Soll die Maschine ganz ohne Ruhepausen arbeiten, so können die Katarakte ausgehängt werden, wenn man die Wirkung der Anstoßstifte *1, 2* und *3, 4* durch diejenige von fest mit der Steuerstange verbundenen Knaggen ersetzt.

Für eincylindrige Maschinen mit oder ohne Condensation wird diese Steuerung natürlich einfacher, indem hierfür nur vier Ventile, eine Steuerstange, eine Steuerwelle und ein Katarakt nöthig sind. Außer für Wasserhaltungen kann diese Steuerung auch an Wasserwerks- und Gebläsemaschinen, stehenden oder liegenden, Verwendung finden.

§. 307. **Condensation.** Es wurde schon in §. 276 angeführt, daß man die treibende Kraft des Dampfkolbens dadurch vergrößern kann und vielfach vergrößert, daß man den aus dem Dampfcylinder abgehenden Dampf nicht in die freie Atmosphäre entweichen läßt, sondern zu tropfbarem Wasser verdichtet. Diese Verdichtung oder Condensation muß stets, wenn der Zweck erreicht werden soll, in einem vollständig von der Atmosphäre abgeschlossenen Raume geschehen, welcher den Namen des Condensators führt. Es ist selbstredend, daß eine einfache Einleitung des abgehenden Dampfes in Wasser, wie es z. B. bei Schiffsmaschinen geschehen könnte, mit einer Verminderung des Gegendruckes nicht verbunden ist, daher auch nicht in dem hier geltenden Sinne eine Condensation genannt werden kann, auch wenn in der That der Dampf verdichtet wird. In diesem Sinne hat man daher die bei manchen Locomotiven gebräuchliche Einführung des Abdampfes in den Tender behufs Vorwärmung des Speisewassers nicht als eine Condensation anzusehen.

Die Verdichtung des Dampfes kann hauptsächlich in zweifacher Weise geschehen, je nachdem man den zu condensirenden Dampf in directe Berührung mit dem Kühlwasser bringt, das zu dem Behufe in den Condensator eingespritzt wird, Einspritzcondensatoren, oder den Dampf durch geschlossene Gefäße, meistens von Röhrenform, leitet, deren entgegengesetzte Wandung von dem Kühlwasser umgeben ist, Oberflächencondensatoren. Diese letztere Art der Condensation wird hauptsächlich für die Maschinen der Dampfschiffe gewählt, weil es vermöge derselben gelingt, den Kessel mit reinem, durch das Seewasser nicht verunreinigtem Wasser speisen zu können, wie in Thl. III, 2 näher angegeben ist. Für die stationären Maschinen jedoch pflegt man meistens Einspritzcondensatoren anzuordnen, da die Oberflächencondensatoren wegen der großen erforderlichen Flächen zu theuer werden. Da die zur Condensation nöthige Menge des Einspritzwassers immer eine erhebliche ist, wie die folgenden Untersuchungen zeigen werden, so ist überhaupt die Anwendung der Condensation an das Vorhandensein einer hinreichend großen Kühlwassermenge geknüpft, und der Mangel hieran ist in vielen Fällen der Grund, warum man von dem Vortheile der Condensation keinen Gebrauch macht.

Hierzu kommt außerdem die weniger einfache, daher theurere Bauart der Maschine, welche die Wartung erschwert und leichter zu Betriebsstörungen Veranlassung giebt.

Die Menge des Einspritzwassers, welche man für ein bestimmtes Dampfquantum nöthig hat, ist leicht nach den in §. 234 enthaltenen Angaben über die in dem Dampfe steckende Wärme festzustellen. Gesetzt, es trete in einer gewissen Zeit eine bestimmte Menge Dampf von ebenfalls bestimmter Spannung in den Condensator über, deren Gewicht gleich D kg und deren Spannung gleich p Atm. sein möge, so ist die ganze in diesem Dampfe enthaltene Wärmemenge durch $D\lambda$ ausgedrückt, unter λ die Gesammtwärme des Dampfes verstanden (§. 234). Es möge hierzu eine Wassermenge vom Gewichte gleich W kg und von der Temperatur t_0^0 gebracht werden, so hat das entstehende Gemisch ein Gewicht gleich $D + W$ kg und die Temperatur desselben bestimmt sich einfach dadurch, daß man die Wärme des Gemisches gleich der Summe der Wärmemengen seiner Bestandtheile setzt, indem man von den im Allgemeinen geringen Wärmeverlusten absieht, welche durch Leitung und Strahlung nach außen hin entstehen. Man kann bei dieser Ermittelung mit hinreichender Genauigkeit die specifische Wärme des Wassers constant gleich der Einheit annehmen, da nach (78) in §. 234 diese Größe für die geringen hier in Betracht kommenden Abweichungen der Temperatur von 0° C. nur unwesentlichen Aenderungen unterworfen ist. Danach bestimmt sich die Temperatur t des Gemisches durch

$$D\lambda + Wt_0 = (D + W)t \text{ zu } t = \frac{D\lambda + Wt_0}{D + W}.$$

Diese Temperatur ist natürlich um so geringer, je größer die Menge des Einspritzwassers W im Verhältnisse zu der des Dampfes gewählt wird. Beispielsweise ergiebt sich für die 30fache Einspritzmenge und für $t_0 = 15^0$, sowie $\lambda = 640$ W.-E. die Temperatur im Condensator nach der obigen Gleichung zu $t = \frac{640 + 30.15}{31} = 35{,}2^0$, wogegen für eine im Condensator zu erzielende Temperatur von 40° die erforderliche Kühlwassermenge unter denselben Voraussetzungen aus

$$40 = \frac{D.640 + W.15}{D + W} \text{ zu } W = \frac{640 - 40}{40 - 15} D = 24 D$$

folgt.

In dem Condensator sind Dämpfe von einer der Temperatur daselbst entsprechenden Spannung vorhanden, welche Spannung aus der Tabelle in §. 233 jederzeit entnommen werden kann und welche z. B. für $t = 40^0$ zu 0,072 Atm. sich ergiebt. Wäre diese Spannung des Dampfes die ganze im Condensator überhaupt auftretende Pressung, so würde es vortheilhaft erscheinen, die Temperatur daselbst durch Einspritzung einer sehr großen

Wassermenge möglichst niedrig zu halten. Dieser Anwendung einer sehr großen Wassermenge stehen aber auch in dem Falle, wo eine solche vorhanden ist, verschiedene damit verbundene Nachtheile im Wege, welche eine beschränkte Abkühlung als die zweckmäßigste erscheinen lassen. Zunächst ist nicht außer Acht zu lassen, daß das eingeführte Wasser immer mehr oder minder mit atmosphärischer Luft gesättigt ist, welche im Condensator wegen der geringern daselbst herrschenden Spannung frei wird, so daß durch diese Luft die Spannung im Condensator vergrößert wird. Um sich von dem Einflusse dieser von dem Wasser absorbirten Luft Rechenschaft zu geben, hat man zu bemerken, daß nach den hierüber angestellten Versuchen 1 cbm Wasser ein bestimmtes Volumen Luft von derjenigen Spannung aufzunehmen im Stande ist, unter welcher das Wasser befindlich ist, und zwar ist dieses Volumen von derselben Größe für alle beliebigen Spannungen. Es geht hieraus hervor, daß Wasser, welches unter einer bestimmten Pressung, etwa wie hier unter der atmosphärischen, mit Luft gesättigt ist, in einem Raume von geringerer Spannung so viel von der verschluckten Luft entlassen muß, daß die zurückgehaltene Menge das gedachte Volumen bei der geringern Spannung hat. Es erklärt sich hieraus beispielsweise, warum die Luft aus den Druckwindkesseln der Pumpen allmälig verschwindet, in den Saugewindkesseln derselben dagegen sich ansammelt. Die Spannung, welche die solchergestalt aus dem Einspritzwasser frei werdende Luft im Condensator annimmt, bestimmt sich nun nach dem Volumenverhältnisse des von ihr vor und nach dem Freiwerden eingenommenen Raumes, sowie nach der Veränderung ihrer Temperatur beim Vorgange der Condensation, und diese der Luft eigenthümliche Spannung p_l zusammen mit der Spannung p_d des im Condensator vorhandenen Dampfes bestimmt die Spannung im Condensator $p_c = p_d + p_l$.

Die erwähnte Volumenvergrößerung der Luft im Condensator ist nicht von dem Rauminhalte des letztern, sondern nur von den Abmessungen der zur steten Entleerung des Condensators dienenden Luft- und Warmwasserpumpe abhängig, wie sich aus folgender Betrachtung ergiebt. Würde man dieser Pumpe nur solche Abmessungen geben, wie sie erforderlich sind, um gerade das in den Condensator gespritzte, sowie das aus dem Dampfe entstandene Wasser zu beseitigen, so würde eine Entfernung von Luft nicht möglich sein, und es müßte daher durch das stete Freiwerden neuer Luftmengen im Condensator nach kurzer Zeit eine Spannung der Luft sich eingestellt haben, welche der atmosphärischen gleich ist, weil erst von diesem Augenblicke an eine weitere Entwickelung von Luft aus dem Wasser aufhören würde. Dieser Zustand würde sich einstellen, wie groß auch der Condensator sein möchte. Soll die Spannung der im Condensator enthaltenen Luft aber kleiner sein, so ist dies nur dadurch zu erreichen, daß man stetig in dem Maße für eine Entfernung der Luft sorgt, in welchem das

Einspritzwasser neue Luft mitbringt. Es ist zu diesem Zwecke der Luft- und Warmwasserpumpe ein größerer Fassungsraum zu geben, als für die Beseitigung des Wassers allein nöthig sein würde, und man findet diese Regel bei allen Condensationseinrichtungen befolgt. Es ist ersichtlich, daß die Entfernung von Luft aus dem Condensator nur vermöge desjenigen Förderraumes der Pumpe geschehen kann, welcher nach Abzug des zu beseitigenden Wasservolumens von dem ganzen Inhalte der Pumpe noch verbleibt. Es ist auch deutlich, daß dieser überschießende Inhalt der Pumpe während des regelmäßigen Betriebes denjenigen Raum vorstellt, in welchen die während eines Spieles der Pumpe von dem Einspritzwasser mitgebrachte Luft sich ausdehnt. Für die Bestimmung der Spannkraft der Luft ist daher lediglich dieser gedachte Raum maßgebend, um welchen das Förderolumen der Pumpe das Volumen des zu fördernden Wassers übertrifft. Es folgt hieraus, daß zur Erzeugung einer bestimmten im Condensator höchstens auftretenden Spannung nicht nur die Menge des Einspritzwassers, sondern auch die Größe der Luftpumpe eine nähere Bestimmung nöthig macht. Diese Bestimmung kann in der folgenden Weise geschehen.

Es werde angenommen, daß in einer bestimmten, beliebig groß anzunehmenden Zeit 1 kg Dampf von der Spannung p in dem Condensator mit der $z$fachen Menge Wasser von t_0^0 C. zusammengebracht werde, wodurch eine Temperatur t^0 des Gemisches entsteht, die sich nach der oben angegebenen Formel berechnen läßt. Es möge p_a die dieser Temperatur entsprechende Spannung des Dampfes sein, und es sei ferner vorausgesetzt, daß jedes Kilogramm Wasser ein Volumen Luft gleich l Liter von atmosphärischer Spannung mitbringt. Da diese Luft durch die Condensation des Dampfes ihre Temperatur von t_0^0 auf t^0 erhöht, so entspricht ihr für diese letztere Temperatur und atmosphärische Spannung ein Volumen von $l\,\frac{273 + t}{273 + t_0}$ Liter, so daß dieses Volumen für die ganze von z kg Wasser mitgeführte Luft $z l\,\frac{273 + t}{273 + t_0}$ Liter beträgt. Ist nun L das von dem Kolben der Luftpumpe in der gedachten Zeit fördernd beschriebene Volumen, so wird, da das zu fördernde Einspritz- und Condensationswasser den Raum $1 + z$ Liter für sich beansprucht, der übrige Theil $L - (1 + z) = L_1$ zur Aufnahme der Luft vorhanden bleiben, so daß dieselbe einer Ausdehnung in dem Verhältnisse $z l\,\frac{273 + t}{273 + t_0}$ zu $L - (1 + z)$ ausgesetzt ist. Hiernach bestimmt sich mittelst des Mariotte'schen Gesetzes die Ermäßigung der Spannung von einer Atmosphäre auf den Betrag

$$p_l = \frac{273 + t}{273 + t_0}\,\frac{z l}{L - (1 + z)}.$$

Die gesammte im Condensator vorhandene Spannung berechnet sich daher zu

$$p_c = p_d + p_l = p_d + \frac{273 + t}{273 + t_0} \frac{z l}{L - (1 + z)}.$$

Aus dieser Formel erkennt man zunächst, daß es für die möglichste Erniedrigung der Condensatorpressung keineswegs vortheilhaft ist, die Einspritzmenge z übermäßig groß zu nehmen, wie dies der Fall sein müßte, wenn nur die Spannung des Dampfes in Betracht käme. Es wird vielmehr in jedem besondern Falle, d. h. bei dem Vorhandensein einer Luftpumpe von bestimmter Fassung L ein gewisses Einspritzquantum geben, welches die kleinste Condensatorpressung verspricht. Es ist von vornherein klar, daß eine Vergrößerung der Einspritzmenge bis zu dem Betrage L gar keinen Raum zur Fortschaffung der Luft übrig lassen würde, so daß eine so bedeutende Einspritzmenge den beabsichtigten Zweck nicht würde erreichen lassen. Eine analytische Bestimmung derjenigen Einspritzmenge, welcher bei gegebenem Luftpumpeninhalte das beste Vacuum entspricht, würde nur durch die Einführung einer der Formeln geschehen können, welche die Spannung des Dampfes als Function der Temperatur geben; es soll diese umständliche Rechnung hier nicht durchgeführt werden, vielmehr sei es vorgezogen, an einem Beispiele den Einfluß der Einspritzmenge auf die Condensatorpressung klar zu machen.

Zu diesem Behufe sei etwa die Aufgabe gestellt, diejenige Größe der Luftpumpe anzugeben, welche erfordert wird, wenn die Gesammtspannung im Condensator unter Annahme einer Einspritzmenge gleich dem 30 fachen Dampfgewichte nicht größer als 0,1 Atm. werden soll. Für diese Einspritzmenge war schon oben die Temperatur des Gemisches zu 35,2° ermittelt, welcher eine Dampfspannung von 0,055 Atm. zugehört. Der Aufgabe gemäß muß daher die Spannung der Luft nicht größer als 0,1 — 0,055 = 0,045 Atm. werden. Man pflegt nun gewöhnlich anzunehmen, daß ein beliebiges Quantum Wasser bis zu $\frac{1}{14}$ seines Volumens atmosphärische Luft enthalte. Dieser Werth $l = \frac{1}{14}$ soll auch hier zu Grunde gelegt werden, denn wenn auch nach Bunsen der Absorptionscoefficient des Wassers für atmosphärische Luft beträchtlich geringer, nämlich nur 0,025 ist, so hat doch dieser Coefficient für Kohlensäure den hohen Werth von 1,797, so daß die Annahme $l = \frac{1}{14} = 0,071$ mit Rücksicht auf den Kohlensäuregehalt der atmosphärischen Luft berechtigt erscheint.

Unter diesen Annahmen ermittelt sich nach der oben aufgestellten Formel die Größe L des vom Pumpenkolben für je 1 kg Dampf fördernd zu beschreibenden Volumens aus

$$0{,}045 = \frac{273 + 35{,}2}{273 + 15} \frac{30 \,.\, 0{,}071}{L - 31} \text{ zu } L = 31 + \frac{308{,}2}{288} \frac{2{,}13}{0{,}045}$$
$$= 81{,}7 \text{ Liter},$$

so daß also unter diesen Verhältnissen der Förderraum der Luft- und Warmwasserpumpe den Raum des zu beseitigenden Wassers im Verhältnisse $\frac{81{,}7}{31} \doteq 2{,}64$ übertrifft. Gesetzt, man würde für dieselbe Pumpe das Einspritzwasser in der doppelten Menge, also $z = 60$ kg für jedes Kilogramm Dampf zuführen, so würde man dabei eine Temperatur von

$$t = \frac{640 + 60 \,.\, 15}{61} = 25{,}2^0$$

und dem entsprechend eine Dampfspannung von nur $p_d = 0{,}031$ Atm. erhalten. Dagegen aber ergäbe sich die Spannung der Luft zu

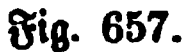
$$p_l = \frac{273 + 25{,}2}{273 + 15} \frac{60 \,.\, 0{,}071}{81{,}7 - 61} = 0{,}213 \text{ Atm.},$$

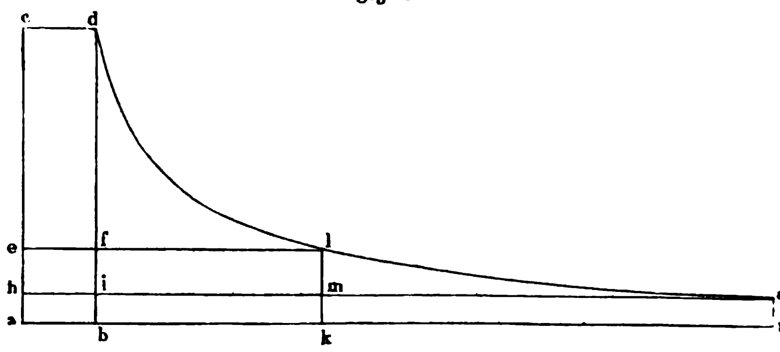
also die ganze Condensatorpressung zu $0{,}031 + 0{,}213 = 0{,}244$ Atm., d. h. etwa 2,4 mal so groß, als bei der einfachen Einspritzmenge von $z = 30$ kg für je 1 kg Dampf.

Man erkennt hieraus deutlich genug den für das Vacuum nachtheiligen Einfluß einer zu weit gehenden Abkühlung des Dampfes durch eine übermäßig große Menge des Einspritzwassers, und es erscheint daher zweckmäßig, bei geringer Arbeit der Dampfmaschine, bei welcher nur entsprechend wenig Dampf zu condensiren ist, nicht das ganze Wasserquantum einzuspritzen, welches die Kaltwasserpumpe beschafft, und welches natürlich für die größte Belastung der Maschine bemessen werden muß. Es giebt außerdem noch einen andern Grund, welcher die möglichste Beschränkung der Einspritzmenge zweckmäßig erscheinen läßt, und von welchem bei der Besprechung der Luftpumpe die Rede sein wird. Daß die hier in Bezug des Verhaltens der Luft gemachten Bemerkungen für die Oberflächencondensatoren keine Gültigkeit haben können, ist ohne Weiteres klar.

Der Gewinn an mechanischer Arbeit, welcher überhaupt durch die Condensation erzielt wird, folgt aus zwei Ursachen. Derselbe entsteht nicht allein aus der Verminderung des schädlichen Gegendruckes auf den Dampfkolben, sondern auch daraus, daß wegen dieser Verminderung der Dampf im Cylinder einer weiter gehenden Expansion unterworfen werden kann. Man gewinnt hiervon am einfachsten ein richtiges Urtheil durch Betrachtung der Fig. 657 (a. f. S.). Denkt man sich ein bestimmtes Dampfquantum, etwa 1 kg von einer Spannung p, die in der Figur durch die Ordinate ac dar-

gestellt sein soll, und es möge das Volumen dieses Dampfes im gesättigten Zustande durch die Abscisse *ab* ausgedrückt sein. Das Rechteck *abdc* stellt dann diejenige Arbeit vor, welche diese Dampfmenge leisten könnte, wenn sie in einem Cylinder den Kolben vor sich herschiebt, ohne daß eine Expansion stattfindet. Bedeutet p_0 den atmosphärischen Gegendruck *ae*, so ist die nutzbar zu machende Arbeit durch das Rechteck *efdc* dargestellt, wenn von allen Nebenhindernissen hier wie in dem Folgenden abgesehen wird. Würde man den gebrauchten Dampf condensiren und dadurch den Gegendruck auf den kleinern Betrag *ah* herabziehen, so wäre damit offenbar ein Gewinn an


Fig. 657.



Arbeit erzielt, der durch das Rechteck *hife* sich darstellt. Gesetzt nun, man ließe den Dampf durch Expansion wirken, so würde bei Vorhandensein des atmosphärischen Gegendruckes eine nützliche Expansion nur so weit einzurichten sein, bis die Spannung des Dampfes von dem Werthe *ac* auf denjenigen *ae* = *kl* herabgesunken ist. Die durch diese Expansion gewonnene Arbeit ist ohne Condensation durch das Dreieck *fld* dargestellt. Würde man auch jetzt condensiren, so erhielte man dadurch einen Gewinn, der sich durch das Rechteck *hmle* ausdrückt, der also um die durch das Stück *imlf* gemessene Arbeit größer ausfällt, als in dem zuerst betrachteten Falle einer Wirkung ohne Expansion. Es ist nun aber ersichtlich, daß man in diesem letztern Falle wegen des geringern Gegendruckes *ah* = *km* die Expansion noch weiter treiben kann als vorher, theoretisch nämlich so weit, bis die Dampfspannung auf den Betrag *ah* = *no* dieses verringerten Gegendruckes herabgesunken ist. Hierdurch würde sich ein weiterer Gewinn an Expansionsarbeit erzielen lassen, der durch *lmo* dargestellt ist.

Vergleicht man daher die beiden Wirkungen mit einander, welche sich ergeben, wenn jedesmal der Dampf so weit als möglich expandirt wird, das eine Mal mit und das andere Mal ohne Condensation, welchen beiden Fällen in der Figur die durch die Flächen *hcdlo* und *ecdl* ausgedrückten

Arbeiten entsprechen, so erkennt man, daß der ganze durch die Condensation erzielbare Gewinn an Arbeit aus zwei Theilen besteht. Der durch *helm* dargestellte Theil entsteht aus der Verkleinerung des Gegendruckes, während die Fläche *lmo* den zweiten Theil mißt, welcher aus der Möglichkeit sich ergiebt, die Expansion weiter treiben zu können. Es entspricht dies den allgemeinen Regeln der mechanischen Wärmetheorie, §. 223, wonach die aus einer bestimmten Wärmemenge nutzbar zu machende Arbeit um so größer ausfällt, je weiter die Temperaturermäßigung vorgenommen werden kann. Aus dieser Darstellung erkennt man zugleich, daß der Gewinn durch die Condensation um so beträchtlicher ausfällt, je kleiner die Spannung des in den Condensator tretenden Dampfes, d. h. je größer das specifische Volumen dieses Dampfes ist. Hieraus folgt, daß der durch die Condensation erreichbare Gewinn weniger bedeutend ist bei Hochdruckdampfmaschinen mit hoher Füllung, als bei Maschinen mit weitgehender Expansion.

Das in den Condensatoren erzielte Vacuum mißt man durch die sogenannten Vacuummeter, das sind Instrumente, welche wesentlich mit den in §. 16 besprochenen Manometern übereinstimmen. Bei einer gut eingerichteten Condensation wird man etwa die Erniedrigung der Pressung bis auf 0,1 Atm. erreichen.

Luft- und Warmwasserpumpe. Der Zweck dieser Pumpe ist aus §. 308. dem Vorhergegangenen ersichtlich und darin bestehend, den Condensator stetig von dem Wasser und der Luft leer zu halten. Die zu diesem Zwecke erforderliche Größe dieser Pumpe wurde ebenfalls schon besprochen, und es mag hier nur angeführt werden, daß unter der im vorigen Paragraphen berechneten Größe L nur dasjenige Volumen verstanden werden darf, welches in der That förderndzur Wirkung kommt, also bei einer einfachwirkenden Pumpe nur die Hälfte des Volumens, das vom Kolben in der Zeit durchlaufen wird, in welcher die betrachtete Dampfmenge in den Condensator tritt. Die für die Condensation von Dampfmaschinen zur Anwendung kommenden Pumpen sind ebensowohl einfachwirkende wie doppeltwirkende, sowohl liegend wie stehend angeordnete. Wie man sie aber auch ausführen möge, immer ist darauf zu achten, daß die Saughöhe derselben so klein als möglich sei, denn da die Spannung im Condensator, welche doch allein die Ueberwindung einer Saughöhe ermöglichen kann, thunlichst klein zu machen ist, so ergiebt sich obige Regel ganz von selbst. Es wird, wenn irgend möglich, aus diesem Grunde dahin zu trachten sein, daß die Luftpumpe so tief gelegt werden kann, um ihr das Wasser von selbst aus dem darüber liegenden Condensator zufließen zu lassen. Aus diesem Grunde scheinen auch die liegenden Pumpen vorzüglicher als die stehenden, bei denen, wenigstens, wenn sie nicht tief genug gesetzt werden können, eine größere Saughöhe aufzutreten pflegt.

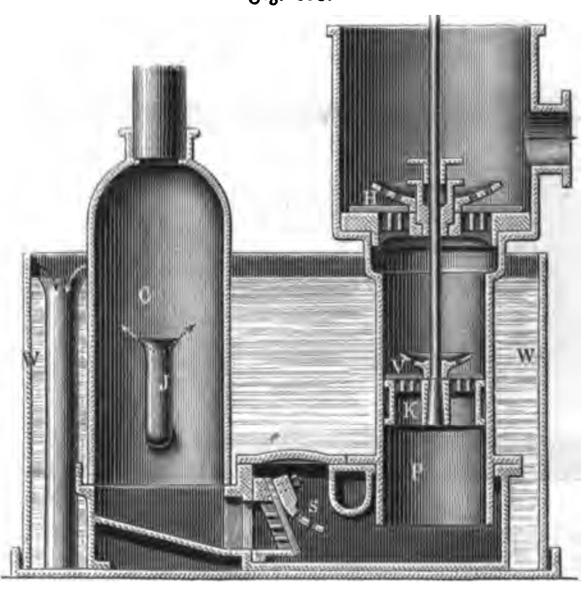
Was die von der Pumpe zu leistende Arbeit oder die zu ihrem Betriebe erforderliche mechanische Leistung anbetrifft, so bestimmt sich dieselbe dadurch, daß die Menge des Einspritz- und Condensationswassers aus dem Condensator an die freie Atmosphäre befördert werden muß. Diese Wirkung ist gleichbedeutend mit dem Erheben dieser Wassermenge auf eine Höhe, welche dem Ueberschusse der Wasserbarometerhöhe $b = 10,336$ m über die Wassersäulenhöhe gleich ist, die der Pressung im Condensator p_c zukommt. Daß nach dem Vorhergegangenen die Abmessungen der Luftpumpe wesentlich größere sind als dieser Fördermenge entspricht, ist, abgesehen von den damit verbundenen größeren Reibungswiderständen, für den Kraftbedarf der Luftpumpe ohne Belang, da der Kolben zwar bei dem Absaugen der Luft den auf seine äußere Fläche drückenden atmosphärischen Druck überwinden muß, andererseits aber beim Kolbenrückgange von der Atmosphäre eine gleiche Arbeit wieder nutzbar gemacht wird. Je größer daher die Einspritzmenge gewählt wird, desto größer fällt auch die zum Herausschaffen dieses Wassers aus dem Condensator erforderliche Arbeit aus, weswegen es auch aus diesem Grunde gerathen erscheint, die Einspritzmenge nicht unnöthig groß zu nehmen. Es läßt sich übrigens durch eine einfache Rechnung leicht finden, daß der zu dieser Wirkung erforderliche Arbeitsbetrag im Allgemeinen nur verhältnißmäßig klein ausfällt.

Wenn das zur Einspritzung gelangende Kühlwasser durch eine besondere Pumpe, die Kaltwasserpumpe, aus einer gewissen Tiefe gehoben werden muß, so hat man natürlich auch den zu dieser Hebung aufzuwendenden Arbeitsbetrag als einen durch die Condensation veranlaßten in Rechnung zu bringen. Man hat in solchen Fällen, wo die Tiefe des Wasserspiegels, aus welcher das Kühlwasser gehoben werden muß, die Wasserbarometerhöhe $b = 10,336$ m nicht erreicht, die Kaltwasserpumpe auch gänzlich beseitigt, indem man das in dem Condensator vorhandene Vacuum dazu benutzt, das erforderliche Wasser anzusaugen. Ebenso kann man die Entfernung des Wassers aus dem Condensator auch dadurch erzielen, daß man durch eine an dem Condensator hängende Wassersäule von der Wasserbarometerhöhe b dieses Wasser abzieht. Bei einer solchen Anordnung, welche natürlich das Vorhandensein eines hinreichend tief gelegenen Abflusses voraussetzt, kann man indeß die Pumpe zur Entfernung der Luft nicht entbehren. Auch die Wirkung des Injectors hat man in neuerer Zeit zur Entleerung des Condensators oder zur Absaugung des Dampfes benutzt.

Bei den Oberflächencondensatoren hat man nur das aus dem Dampfe sich bildende Condensationswasser abzusaugen, welches Wasser, wie schon bemerkt, durch die Pumpe wieder dem Kessel zugedrückt wird. Auch bei den Einspritzcondensatoren pflegt man das Kesselspeisewasser dem von der Warmwasserpumpe abgehenden zu entnehmen.

Die Einrichtung einer einfachwirkenden stehenden Luftpumpe, wie sie vielfach gefunden wird, ist durch Fig. 658 verdeutlicht. Der Pumpencylinder P steht hierbei ebenso wie der Condensator C in dem Wasserbehälter W, der Cysterne, aus welcher dem Condensator das Einspritzwasser durch das Rohr J zutritt. Der mit einem Gummiventile V versehene Kolben K empfängt seine Bewegung bei Balanciermaschinen von dem Balancier direct, während bei liegenden Maschinen seine Bewegung entweder von dem Kreuzkopfe unter Einschaltung eines Hülfsbalanciers oder von der Kurbelwelle abgeleitet wird. Außer dem Saugventile S zwischen dem Kolben K und dem Condensator C

Fig. 658.

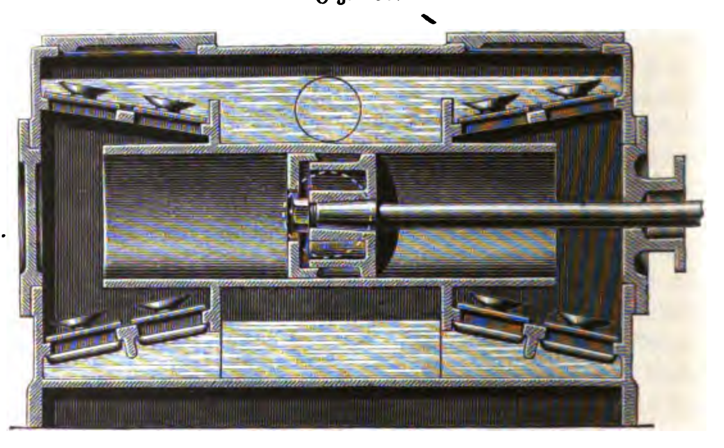


ist noch ein drittes Ventil H oberhalb des Kolbens angebracht, und zwar aus folgendem Grunde: Wenn der Kolben in seiner höchsten Stellung umkehrt, so schließt sich außer dem Saugventile S auch dieses Hubventil H durch das Gewicht des darüber befindlichen Wassers und den Druck der Atmosphäre. Das Kolbenventil V wird sich dann aber erst öffnen können, sobald der Druck der Luft unterhalb desselben den über ihm herrschenden Druck übersteigt. Es stellt sich daher unter dem Kolben zunächst eine Compression und oberhalb desselben eine Luftleere ein, wodurch ein baldiges Oeffnen des Kolbenventils erfolgt, während beim Nichtvorhandensein des obern Hubventils die Compression unter dem Kolben viel größer ausfallen müßte. Das Saugventil S kann zwar entbehrt werden, und man findet dasselbe in

der That zuweilen weggelassen, doch empfiehlt sich diese Vereinfachung deswegen nicht, weil bei dieser Anordnung die unter dem Kolben bei seinem Niedergange stattfindende Compression in den Condensator hinein sich erstreckt, wodurch für den Dampfkolben unnöthiger Weise ein vermehrter Gegendruck entsteht. Die Einspritzung des Wassers in den Condensator geschieht in der Regel durch eine Rohrbrause oder durch eine kegelförmige Mündung des Einspritzrohres, um dem Wasser eine thunlichst große Oberfläche zu geben.

Horizontale Luftpumpen, wie sie meistens bei liegenden Maschinen zur Verwendung kommen, sind in der Regel doppeltwirkend nach Art der in Fig. 659 dargestellten. Die Einrichtung dieser mit zwei Saug- und zwei

Fig. 659.

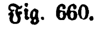


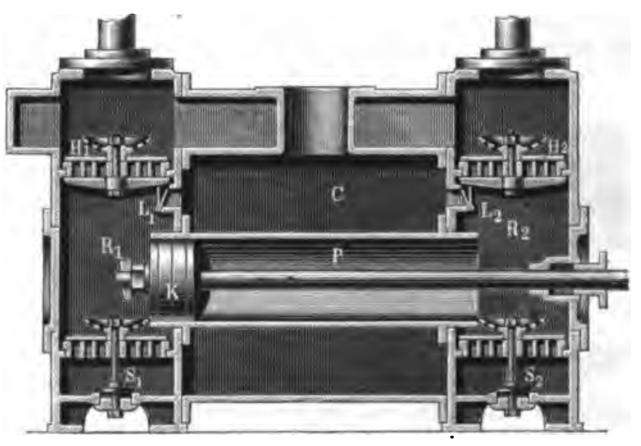
Druckventilen ausgestatteten Pumpe bedarf nach dem über Pumpen in Thl. III, 2 Gesagten keiner weitern Erläuterung. Zuweilen geschieht die Bewegung dieser Pumpe direct durch Verkuppelung ihrer Kolbenstange mit der des Dampfcylinders, indem die Pumpe in die Verlängerung des Dampfcylinders gelegt wird, eine Anordnung, welche indeß eine große Länge der ganzen Maschine im Gefolge hat, abgesehen davon, daß hierbei die Kolbengeschwindigkeit der Pumpe denselben großen Werth annimmt, wie die des Dampfkolbens. Man wählt daher häufiger die indirecte Bewegung der Pumpe mit Hülfe eines Hülfsbalanciers von dem Kreuzkopfe der Dampfmaschine aus.

Eine zweckmäßige Einrichtung zeigt die von Horn angegebene, durch Fig. 660 versinnlichte Luftpumpe, bei welcher außer den Saugventilen *S* für das Wasser noch die kleinen Luftventile *L* angeordnet sind. In Folge dieser Einrichtung wird bei dem Beginne der Kolbenbewegung im Sinne

des Pfeils das Ventil L_1 sich öffnen, sobald das Wasser in dem Raume R_1 unter dieses Ventil herabgesunken ist, und es tritt die Luft aus dem Condensatorraume C in denjenigen R_1 über. Das Wasser fließt daher wegen des gleichen Druckes in C und R_1 einfach nach dem Gesetze der communicirenden Röhren durch das Ventil S_1 in den Raum R_1, von wo es nachher durch den Kolben durch das Steigventil H_1 hinausgedrückt wird. Eine Saugwirkung findet daher hier gar nicht statt, so daß auf ein sehr gutes Vacuum gerechnet werden darf.

In Betreff der Verhältnisse, welche man den Theilen der Condensationseinrichtung für gewöhnlich zu geben pflegt, kann bemerkt werden, daß man


Fig. 660.



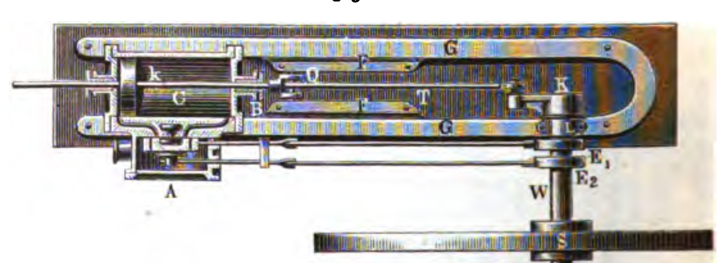
meist das 20- bis 30fache Gewicht des zu condensirenden Dampfes als das des Einspritzwassers annimmt, wonach die Größenverhältnisse der Kaltwasserpumpe zu bestimmen sind. Das Volumen des Condensators machte Watt zwischen $^1/_3$ und $^1/_4$ von dem des Dampfcylinders, auch findet man die Regel, dasselbe etwa gleich dem einfachen bis doppelten Volumen der Luftpumpe zu machen. Einen directen Einfluß auf die Größe des Condensatordruckes hat das Volumen des Condensators, wie oben gezeigt wurde, nicht; eine nicht zu geringe Größe ist nur wünschenswerth, um die Schwankungen dieses Druckes möglichst zu vermindern. Wonach die Größe der Luftpumpe zu bestimmen ist, wurde im Vorstehenden angegeben.

Zur Bestimmung der Größe von Oberflächencondensatoren pflegt man die Regel zu geben, daß für jede indicirte Pferdekraft (s. w. unten) eine Kühlfläche von 0,2 bis 0,22 qm anzuordnen ist.

§. 309. **Liegende Dampfmaschinen.** Es mögen nunmehr die hauptsächlich zur Verwendung kommenden Dampfmaschinenanordnungen einer nähern Besprechung unterzogen werden. Die Maschinen mit directer Bewegungsübertragung unterscheidet man nach dem in §. 279 Gesagten in liegende und stehende, von welchen die ersteren wegen der Einfachheit ihrer Ausführung in neuerer Zeit die größte Verbreitung erlangt haben. Es wurde bereits an der angezeigten Stelle angegeben, daß diese Maschinen an gewissen Uebelständen leiden, von denen der haupsächlichste die ungünstige Beanspruchung des Kurbellagers durch die horizontalen Kräfte sein dürfte. Trotzdem sind diese Maschinen, wie bemerkt, neuerdings sehr beliebt geworden und finden in allen Fällen Anwendung, wo nicht besondere Umstände die Wahl einer andern Anordnung gebieten oder wünschenswerth erscheinen lassen.

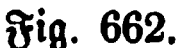
Eine gewöhnliche liegende Dampfmaschine mit einem Cylinder ist durch Fig. 661 versinnlicht. Der Dampfcylinder C ist hier durch Schrauben auf

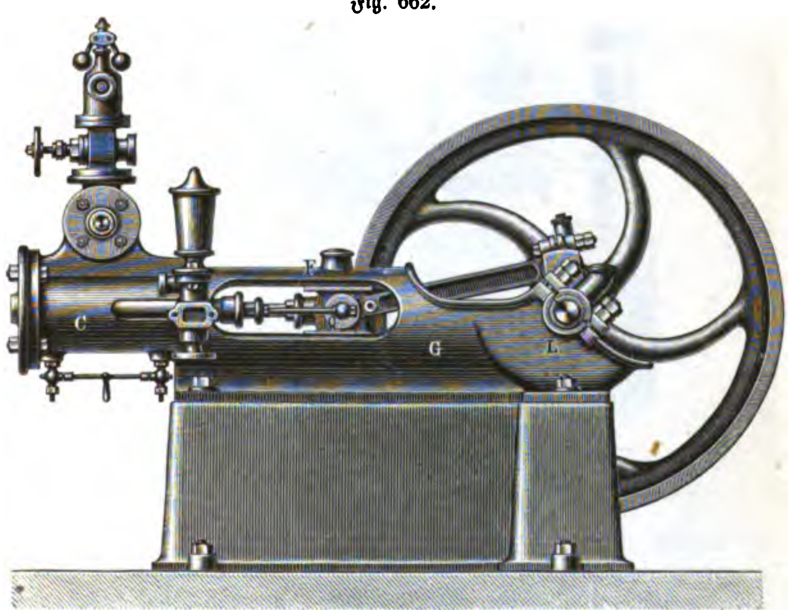
Fig. 661.



dem gußeisernen Gestellrahmen G befestigt, auf welchem auch die Lineale F angebracht sind, die zur Geradführung des Kreuzkopfes Q dienen. Ebenso nimmt der Rahmen das Lager L für die Schwungradwelle W auf, die an ihrem freien Ende mit der Kurbel K versehen ist, an welcher die Lenkerstange T angreift. Das zweite Lager der Schwungradwelle ist unmittelbar neben dem Schwungrade S direct auf das Fundamentmauerwerk gesetzt, mit welchem auch der Gestellrahmen G durch eine Anzahl hinreichend starker Ankerschrauben fest verbunden ist. Die Anordnung des Schieberkastens A sowie die Bewegung des Vertheilungsschiebers und des Expansionsschiebers durch die beiden Excenter E_1 und E_2 der Kurbelwelle erkennt man aus der Figur. Bei der so erläuterten Anordnung werden die in der Maschine selbst auftretenden inneren Kräfte, z. B. die Pressungen des Kreuzkopfes gegen die Führungslineale und der Dampfdruck gegen die Cylinderdeckel durch den Gestellrahmen direct aufgenommen, so daß das Fundament nur die Gewichte der Maschinentheile zu tragen hat. Die Kolbenstange k führt man bei kleineren Maschinen bis etwa zu 0,5 m Cylinderdurchmesser nur

auf der einen Seite aus dem Cylinder durch eine Stopfbüchse *B* heraus, während man bei größeren Durchmessern diese Stange auch durch den hintern Deckel des Cylinders hindurchführt, um auf diese Weise den Kolben besser zu tragen und ein Ovalschleifen des Cylinders in Folge des Kolbengewichtes nach Möglichkeit zu umgehen. Bei Condensationsmaschinen kann dieses hintere Ende der Kolbenstange dann gleichzeitig zur Bewegung der Luftpumpe benutzt werden. Da an den Gleitflächen des Kreuzkopfes erhebliche Reibungen auftreten, so ist es in jedem Falle anzustreben, diese Führungslineale so dicht als möglich an die Axe des Dampfcylinders heranzurücken, um den Hebelarm für das Moment dieser Reibungen thunlichst klein zu


Fig. 662.

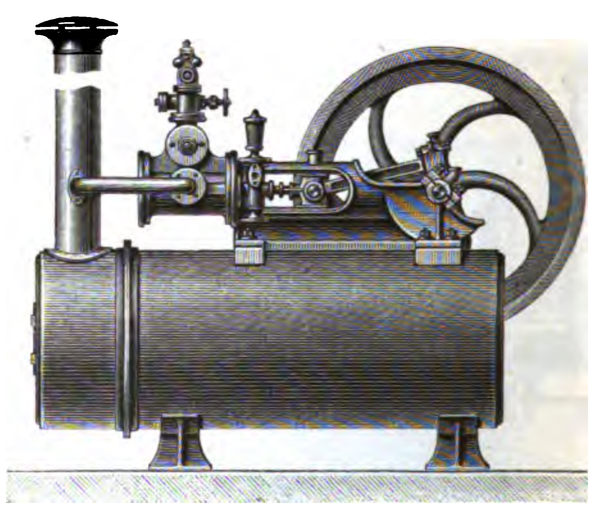


erhalten. Aus diesem Grunde werden auch häufig die Führungslineale ober- und unterhalb der Kolbenstange angebracht, in welchem Falle zwischen denselben natürlich eine genügende freie Höhe für den Ausschlag der Lenkerstange vorhanden sein muß. In Betreff der Form des Gestelles sind mehrere Anordnungen zu bemerken.

Bei der Maschine in Fig. 662 ist der Cylinder *C* mit seinem vordern Flansch gegen das Gestell *G* geschraubt, so daß derselbe freischwebend über das letztere hinwegragt; eine Anordnung, welche bei kleineren Maschinen keine Bedenken hat und dafür auch öfter gewählt wird. Dem Gestelle ist

gleichfalls eine cylindrische Gestalt gegeben, so daß der zwischen dem Dampfcylinder und der Kurbelwelle befindliche Theil F gleichzeitig zur Führung des Kreuzkopfes Q dient. Diese Anordnung gewährt den besondern Vortheil, daß vermöge derselben bei der Zusammenstellung der Maschine leicht eine genaue Uebereinstimmung der Axen des Cylinders C und der Geradführung zu erreichen ist, indem die Ausbohrung des Theiles F gleichzeitig mit dem Abdrehen der Stirnfläche geschehen kann, die dem Cylinder zur Befestigung dient. Derartige Hohlgußgestelle sind in der neuern Zeit sehr viel in Gebrauch gekommen. Man ersieht ferner aus der Figur, daß bei

Fig. 663.



der betrachteten Maschine die Kurbel durch eine Kröpfung der Welle dargestellt ist, so daß zu beiden Seiten derselben Lager L angeordnet werden können, welche direct mit dem Gestellrahmen in einem Stück zusammengegossen sind.

Ein solche Anordnung einer gekröpften Welle ist unerläßlich bei denjenigen Dampfmaschinen, welche direct auf transportable Dampfkessel gesetzt und unter dem Namen Locomobilen vielfach in der Landwirthschaft gebraucht werden. Für diese letzteren dient zuweilen der Dampfkessel selbst als Gestellplatte, oder es wird zweckmäßiger die Maschine mit ihrer Gestellplatte auf den Kessel geschraubt, wie die aus der Fig. 663 ersichtlich ist, welche eine solche Locomobile vorstellt, wie sie in der Fabrik von Weise und Monski ausgeführt werden. Solchen Dampfmaschinen mit gekröpfter Kurbelwelle pflegt man meistens zwei Schwungräder, auf jeder Seite eins,

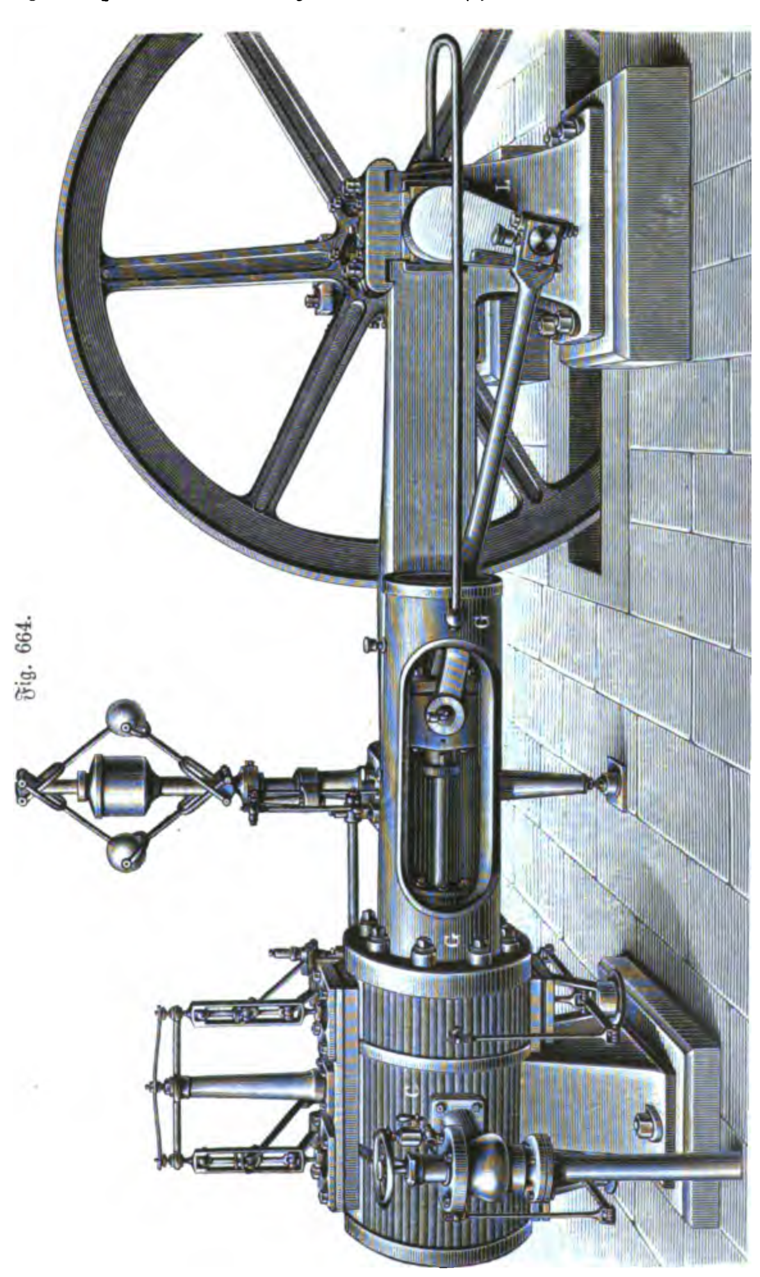
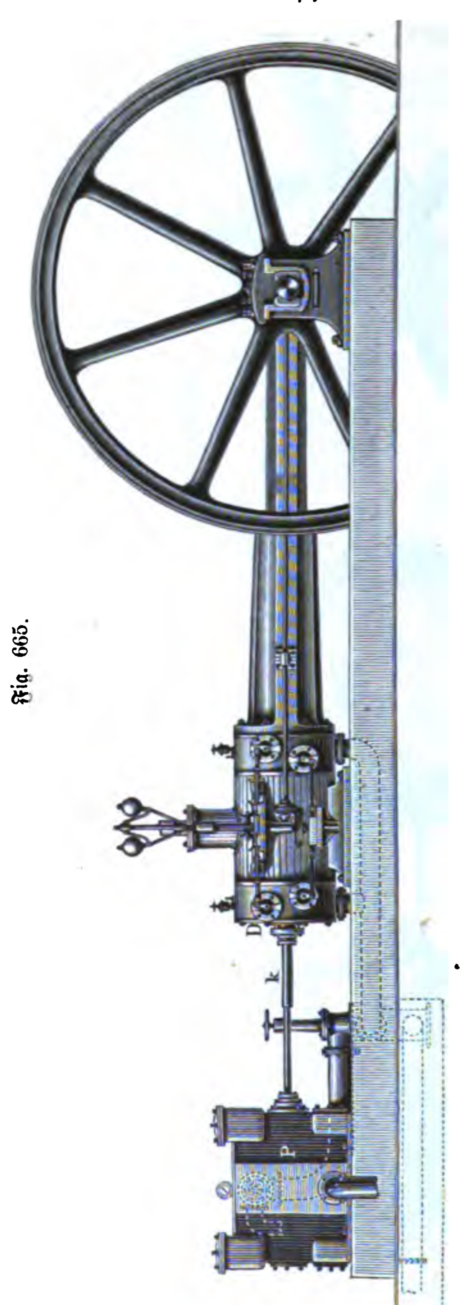


Fig. 664.


Fig. 665.

zu geben, um den Betrieb durch übergelegte Riemen von jeder Seite leicht ableiten zu können.

Eigenthümlich ist die Anordnung des **schwebenden Gestelles** in Fig. 664 (a. v. S.), welche eine Maschine mit der in §. 296 besprochenen **Collmann-Steuerung** vorstellt. Hierbei ist der Cylinder *C* und das Kurbellager *L* je auf einem besondern Fundamentblocke gelagert, während das die Geradführung in sich aufnehmende Hohlgußgestell *G* die Verbindung der genannten Theile bildet. Gegen diese Anordnung eines schwebenden Gestelles läßt sich bei einer großen Länge der Maschine das Bedenken äußern, daß die Federung in dem Gestelle unter dem Einflusse der inneren Kräfte beträchtlich sein wird, während für mäßige Längen, bei denen dies nicht zu befürchten ist, die durch die Figur dargestellte Anordnung insofern als eine recht zweckmäßige bezeichnet werden muß, als die leichte Zugänglichkeit zu allen Theilen in vorzüglicher Weise dabei erreicht ist.

Eine mit der vorigen verwandte Anordnung zeigt die durch Fig. 665 dargestellte

Condensationsmaschine von Bede u. Farcot, deren Steuerung in §. 299 näher besprochen worden ist. Die Kolbenstange *k* ist hierbei durch den hintern Cylinderdeckel *D* dampfdicht herausgeführt und dient direct als Kolbenstange für die Luftpumpe *P*, eine Anordnung, welche zwar den Vortheil möglichster Einfachheit für sich hat, welcher aber bei einer großen Kolbengeschwindigkeit der hieraus für die Bewegung von Pumpen entspringende Nachtheil entgegensteht. Um diesen Nachtheil zu vermeiden, pflegt man in der Regel die Luftpumpe des Condensators bei liegenden Maschinen durch einen besondern Hebel zu bewegen, welcher unter der Maschine angebracht wird, und seine schwingende Bewegung entweder von dem Kreuzkopfe der Dampfkolbenstange oder durch eine besondere Kurbel der Schwungradwelle empfängt.

Die bisher besprochenen Maschinen sind sämmtlich eincylindrige; will man eine Maschine aus den bekannten Gründen als Zwillingsmaschine ausführen, so hat man zwei der vorgedachten Maschinen von übereinstimmender Einrichtung und Größe auf dieselbe Kurbelwelle mit gegen einander um 90° versetzten Kurbeln wirken zu lassen. Je nachdem man hierbei die Kurbeln auf die freien Enden der Welle setzt, oder dieselben durch Kröpfe der letzteren bildet, entstehen zwei verschiedene Anordnungen, als deren Vertreter die Locomotivmaschinen mit äußeren oder inneren Cylindern zu betrachten sind. Da diese Maschinen in Thl. III, 2 näher besprochen worden sind, so ist es nicht nöthig, hier darauf einzugehen; es genügt vielmehr die Bemerkung, daß alle zweicylindrigen Locomobilen aus leicht ersichtlichem Grunde mit innen liegenden Cylindern ausgeführt werden müssen.

Einer näheren Besprechung bedürfen von den zweicylindrigen Maschinen hier nur die nach dem Woolf'schen und dem Compound-Systeme ausgeführten, über deren wesentliche Eigenschaften und deren Zweck bereits in §. 278 gesprochen wurde. Die liegenden Maschinen nach dem Woolf'schen Systeme hat man ebensowohl mit neben einander wie mit hinter einander liegenden Cylindern gebaut. Werden die Cylinder neben einander angeordnet, so läßt man in der Regel die beiden Kolbenstangen des Hochdruck- und Niederdruckcylinders an einer gemeinschaftlichen Traverse angreifen, die als Kreuzkopf zur Bewegung der Kurbelwelle dient. Der Nachtheil dieser Construction ist darin zu suchen, daß die aus den beiden Kolbendrucken resultirende Mittelkraft wegen der Veränderlichkeit dieser Kolbenkräfte ihren Angriffspunkt auf der Traverse verändert, wodurch ein unruhiger Gang und ein schneller Verschleiß des Kreuzkopflagers herbeigeführt wird. Auch nehmen die Dampfcanäle, welche den aus dem Hochdruckcylinder abgehenden Dampf nach dem Niederdruckcylinder zu führen haben, eine große Länge an, da bei dieser Anordnung die beiden an derselben

Kurbel hängenden Kolben immer in gleicher Art sich bewegen, folglich der Dampf aus dem vordern Ende des kleinen Cylinders nach dem hintern des großen und umgekehrt geleitet werden muß. Der letztere Uebelstand bleibt auch noch bestehen, wenn man die Cylinder in derselben Axe hinter einander anordnet, und es nimmt hierbei die ganze Maschine eine große Länge an. Man hat daher in neuerer Zeit mehrfach die beiden Cylinder an besonderen Kurbeln angreifen lassen, welche um 180° gegen einander versetzt sind, so daß der eine Kolben im Hingange befindlich ist, wenn der andere umkehrt. Bei dieser Anordnung werden die betreffenden Dampfcanäle nur kurz, so daß dadurch die schädlichen Räume nur klein ausfallen. In der ganzen Zusammensetzung hat eine solche Maschine eine große Aehnlichkeit mit derjenigen einer liegenden Compoundmaschine, welche sich davon nur durch die Versetzung der Kurbeln um 90° unterscheidet.

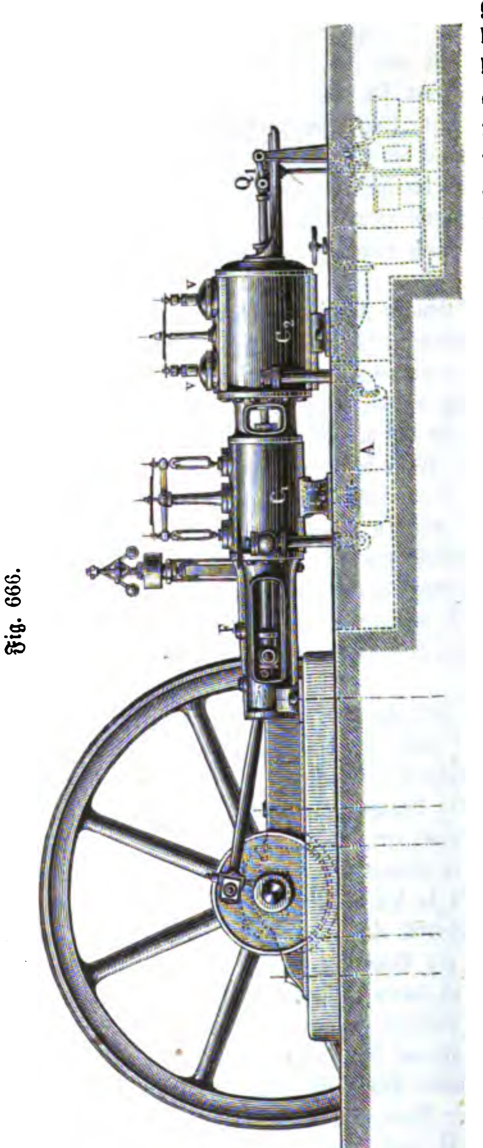
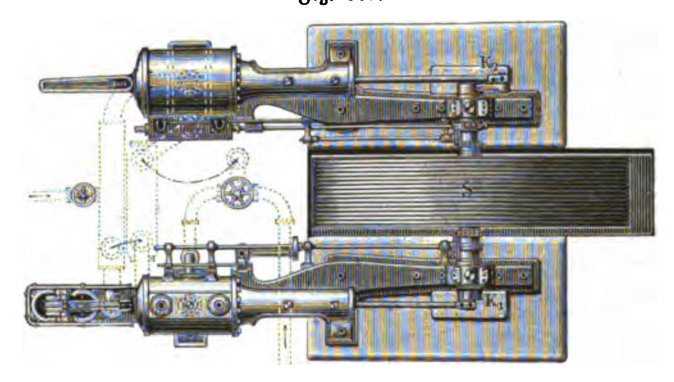


Fig. 666.

Eine Woolf'sche Maschine mit hinter einander liegenden Cylindern ist in Fig. 666 gegeben. Diese Maschine, welche ebenso, wie die durch die Figuren 664 und 667 dargestellten,

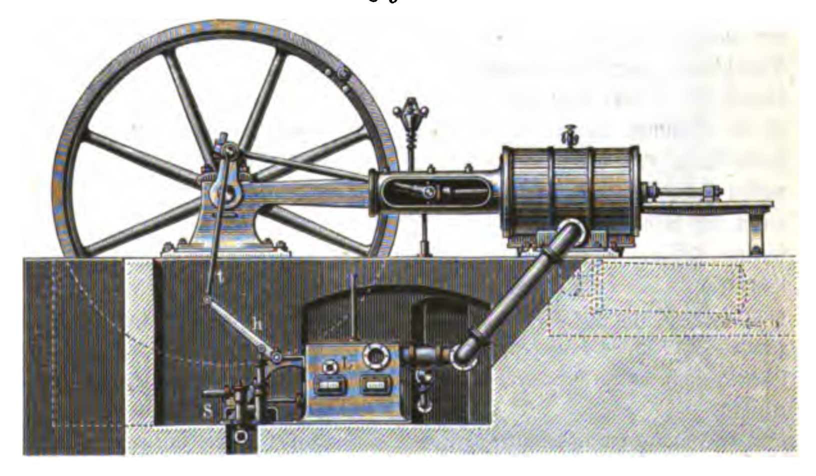
von der **Görlitzer Maschinenfabrik** gebaut wird, zeigt das bekannte Hohlgußgestell, welches bei F die Geradführung bildet, während die Cylinder C_1 und C_2 auf besondere Fundamente gesetzt sind. Der mit Collmann-steuerung versehene kleine Cylinder C_1 sendet die abgehenden Dämpfe wie

Fig. 667.



bei den Compoundmaschinen zunächst nach dem Gefäße oder **Aufnehmer** A, aus welchem sie dem großen Cylinder C_2 durch die Steuerungsventile v zugehen. Zur Bewegung der Pumpen für die Condensation ist die nach

Fig. 668.



hinten durch eine Stopfbüchse aus dem großen Cylinder heraustretende Kolbenstange mit einem geführten Kreuzkopfe Q_1 versehen, welcher dem um o schwingenden Winkelhebel die Bewegung ertheilt, die für die Pumpenkolben nöthig ist.

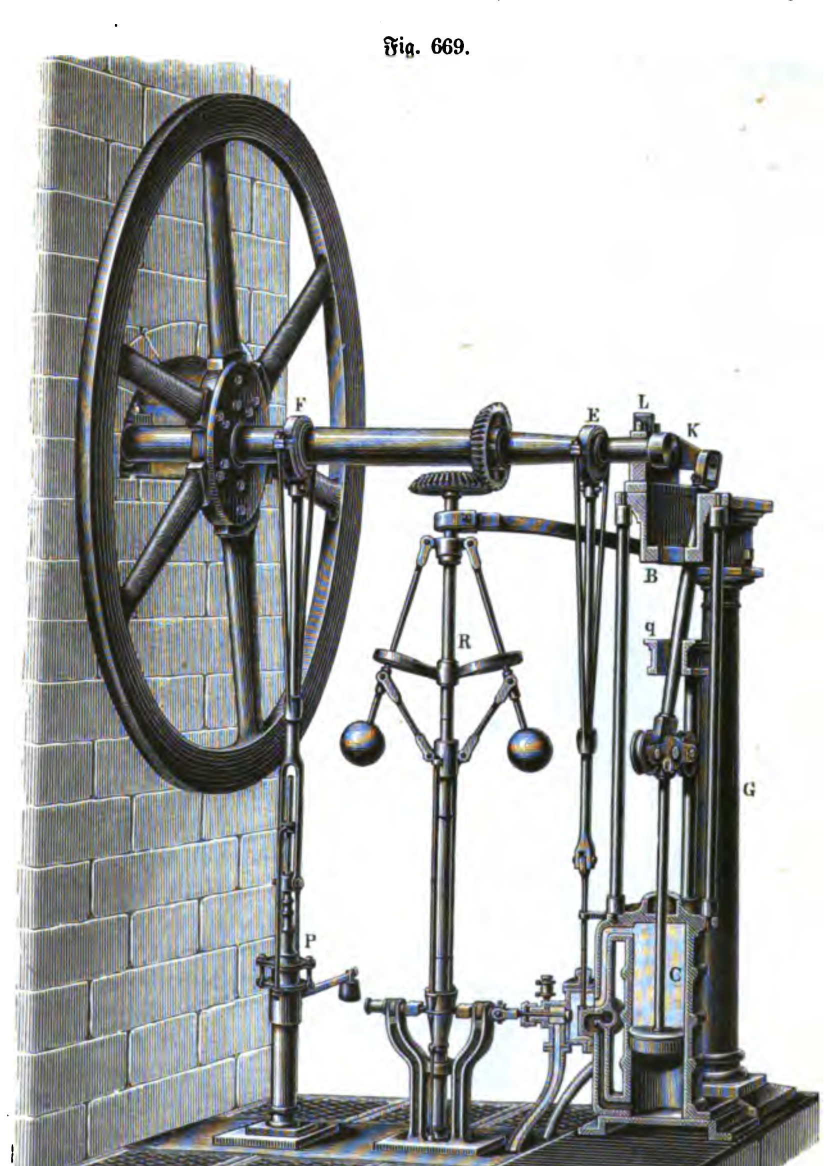
Dieselbe Art der Pumpenbewegung zeigt auch die in Fig. 667 im Grundrisse gezeichnete Compoundmaschine, bei welcher die Lenkerstangen an zwei verschiedenen um 90° gegen einander versetzten Kurbeln K_1 und K_2 auf den freien Enden der Welle angreifen. Das Schwungrad ist hier in Gestalt der Seilscheibe S ausgeführt, welche mit einer größern Anzahl von Seilnuthen versehen ist, um durch ebenso viele parallel laufende Hanfseile die Kraft auf die Transmissionswelle zu übertragen, ein Betrieb, welcher in neuerer Zeit eine größere Verbreitung erlangt hat. Auch hier ist für den aus dem kleinen Cylinder tretenden Dampf ein Aufnehmer, auch Receiver genannt, angeordnet, dessen Wirkung weiter unten noch näher besprochen werden soll.

In welcher Weise die Bewegung der Luftpumpe von der Kurbel aus bei liegenden Maschinen geschehen kann, läßt die Fig. 668 (a. v. S.) erkennen. Hier wird durch die an den Kurbelzapfen angeschlossene Lenkerstange t der Winkelhebel h bewegt, welcher die Kolben der Luftpumpe L und der Speisepumpe S betreibt.

§. 310. **Stehende Dampfmaschinen.** Unter den stehenden Maschinen versteht man solche mit directer Uebertragung, d. h. ohne Balancier, deren Cylinder senkrecht steht. Die Lagerung der Kurbelwelle erfordert bei diesen Maschinen die Anordnung eines entsprechend hohen Gestelles, welchem man verschiedene Gestalten geben kann und nach welcher Form man die Maschinen wohl als Säulen-, Bock-, Thurmmaschinen u. s. w. unterscheidet. Benutzt man zur Unterstützung der Kurbelwelle die Wand des Maschinenhauses, so spricht man von Wandmaschinen. In den meisten Fällen ist der Cylinder unten aufgestellt, und es wird die Bewegung durch die Lenkerstange nach oben auf die darüber gelagerte Welle übertragen; nur zuweilen findet sich die umgekehrte Aufstellung mit unterhalb gelagerter Welle, wenn die besonderen Verhältnisse diese Anordnung als wünschenswerth erscheinen lassen. Auch wenn zur Unterstützung des neben der Kurbel befindlichen Lagers ein gußeisernes Bock- oder Säulengerüst angebracht wird, pflegt man doch häufig die Wand des Maschinenhauses zur Unterstützung des zweiten Wellenlagers zu benutzen. Hierbei ist es jedoch nöthig, das besagte Gestell noch durch besondere Querverbindungen mit der Mauer zu vereinigen.

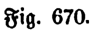
Der Hauptvortheil der stehenden Maschinen besteht, wie schon früher bemerkt worden, darin, daß die durch die Massenwirkungen und den Dampfdruck hervorgerufenen Kräfte nur in verticaler Richtung auftreten, und daß auch eine einseitige Abnutzung des Dampfcylinders durch das Kolbengewicht vermieden wird. Aus diesem Grunde eignet sich das System der stehenden Maschinen hauptsächlich für die größten Kräfte. Das geringere Raum-

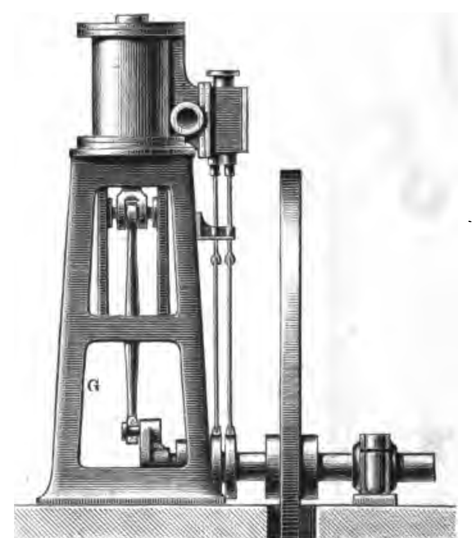
Fig. 669.



erforderniß ist ein weiterer Grund, welcher die Anordnung stehender Maschinen unter Umständen zweckmäßig erscheinen läßt.

Die in Fig. 669 (a. v. S.) dargestellte Maschine zeigt eine ältere Bauart. Der Dampfcylinder *C* ist mit den beiden Säulen *G* auf dieselbe Grundplatte geschraubt, welche ihrerseits in genügender Art mit dem Fundamente verbunden ist. Zur Unterstützung des neben der Kurbel *K* befindlichen Lagers *L* tragen die Säulen einen gußeisernen Querbalken *B*, und für die Geradführung des Kreuzkopfes *Q* sind die Lineale an den Säulen mit Hülfe der Querverbindung *q* befestigt. Die in der Figur angedeutete Anordnung von Reibungsrollen im Kreuzkopfe ist eine ganz veraltete und nicht mehr angewandte, wie schon in Thl. III, 1 gelegentlich der Besprechung der Geradführungen angegeben worden ist. Die Unterstützung der Schwungradwelle in einem zweiten Lager in der Wand des Maschinenhauses ist aus der Figur hinlänglich ersichtlich, ebenso die Einrichtung der Steuerung, welche mit einem Expansionsventile von der durch die Fig. 589 erläuterten Einrichtung versehen ist, durch welches der darauf wirkende Regulator *R* eine veränderliche Füllung veranlaßt. In *P* ist die Kesselspeisepumpe angedeutet. Da bei dieser Maschine das Säulengestell oberhalb mit der Wand nicht verbunden ist, die Standfähigkeit also nur durch die Verbindung mit dem Fundamente erreicht werden kann, so ist hier eine genügend breit ausladende Grundplatte von der größten Bedeutung, und es dürfte sich hierfür eine Gestellform wie die bei der Maschine in Fig. 670 angewandte besser eignen.


Fig. 670.



In Fig. 670 ist eine sogenannte Thurmmaschine dargestellt, so genannt von dem pyramidenförmigen Gestelle *G*, welches zur Unterstützung des hierbei oben angebrachten Cylinders in Anwendung gebracht ist. Dieses aus durchbrochenen Gußwänden gebildete Gestell gewährt große Sicherheit gegen Erzitterungen vermöge des beträchtlichen Trägheitsmomentes seines Querschnittes und wegen der großen Berührungsfläche mit dem Fundamente.

Solche Maschinen werden hauptsächlich für die Walzwerke ausgeführt, in denen die Erstellung eines besondern Maschinenhauses nicht angängig und für liegende Maschinen der erforderliche Raum nicht vorhanden ist.

Zu den stehenden Maschinen hat man auch verschiedene Schiffsmaschinen zu rechnen, wie solche in Thl. III, 2 näher besprochen sind, insbesondere

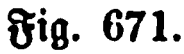


Fig. 671.

gehören die mit dem Namen der Hammermaschinen bezeichneten hierher. Als Beispiel hierzu möge hier nur die dem Werke von Busley, Die Schiffsmaschine, entnommene Fig. 671 angeführt werden, welche eine solche Compoundmaschine vorstellt. Die beiden Cylinder sind hier oberhalb neben einander aufgestellt und ihre Kolbenstangen wirken nach unten auf die beiden

Fig. 672.

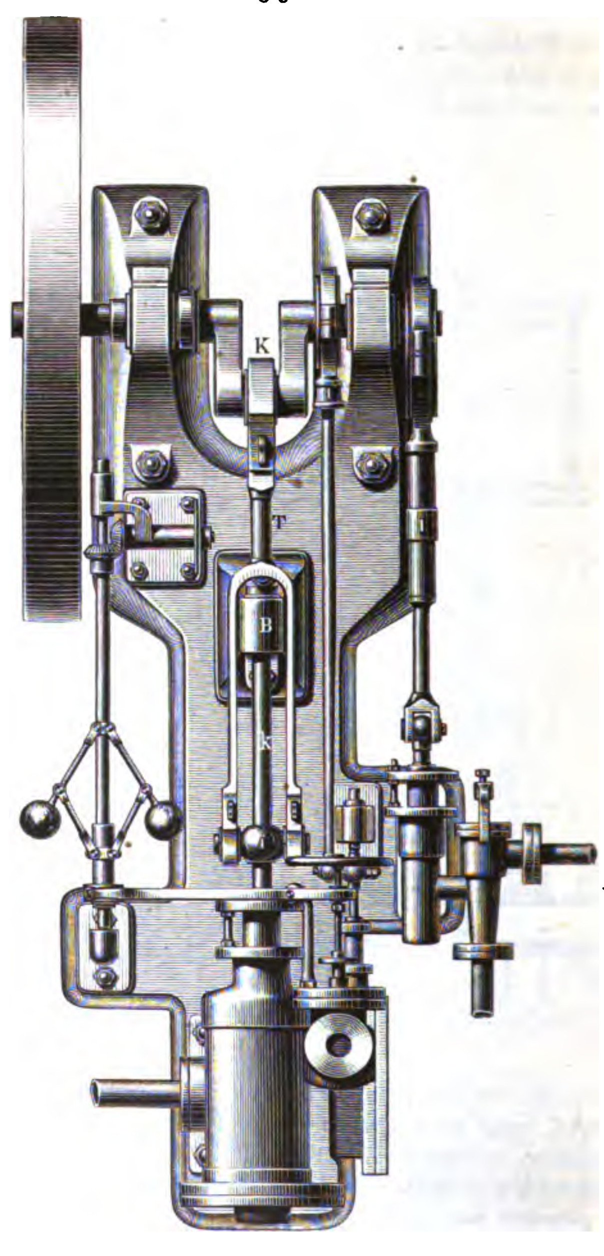
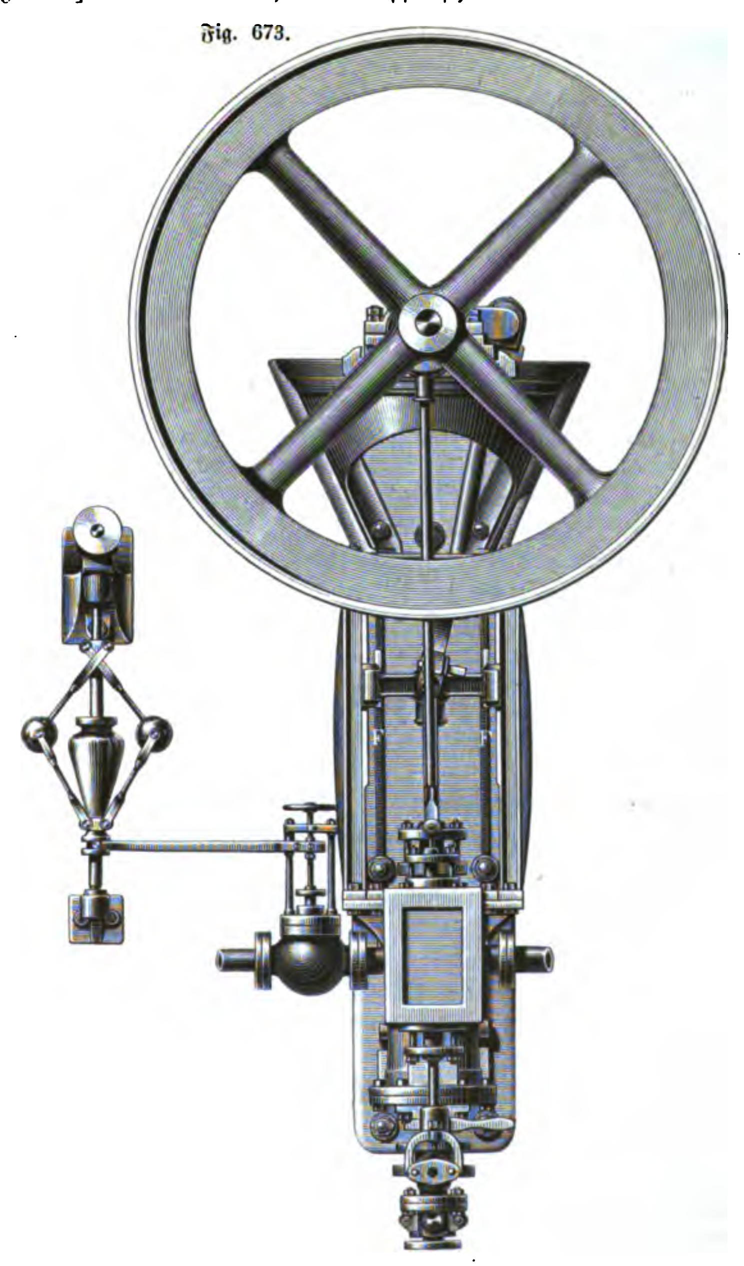


Fig. 673.



rechtwinkelig zu einander stehenden Kurbeln der Schraubenwelle. Behufs der Umsteuerung werden die Vertheilungsschieber beider Cylinder durch die Coulissen c_1 und c_2 bewegt, und außerdem ist für den Hochdruckcylinder C_1 ein besonderer Expansionsschieber Meyer'scher Construction angeordnet.

Bei den Wanddampfmaschinen hat man zwei verschiedene Ausführungen zu unterscheiden, je nachdem die Schwungradwelle parallel oder senkrecht zur Wand gestellt ist. Für die eine oder andere dieser Constructionen ist die Lage der zu betreibenden Transmissionswelle maßgebend, welche letztere hierbei in der Regel direct an die Dampfmaschinenwelle gekuppelt wird. Die Wanddampfmaschinen erhalten meist gekröpfte Wellen, und man befestigt bei denselben alle Theile an einer gußeisernen Platte, die durch Schrauben mit der Wand fest verbunden wird. In Fig. 672 (S. 1136) ist eine Wandmaschine mit einer parallel zur Wand gerichteten Welle gegeben, welche in der Kröpfung K von der gegabelten Lenkerstange T ergriffen wird. Diese nur für kleine Maschinen gebräuchliche Einrichtung gestattet, die Geradführung einfach durch die Büchse B zu erzielen, durch welche die verlängerte Kolbenstange k hindurchtritt. Bei der Maschine, Fig. 673 (a. v. S.), welche wie die vorstehende von der Görlitzer Maschinenfabrik gebaut wird, steht die Kurbelwelle senkrecht zur Wandfläche, und der Gestellrahmen ist zur Unterstützung des vordern Kurbellagers entsprechend nach vorn herausgekragt. Die Geradführung ist bei dieser Maschine durch zwei Lineale F besorgt, zwischen denen die Lenkerstange genügenden Raum zum Ausschlagen findet.

§. 311. **Balancier-Dampfmaschinen.** Die ersten Dampfmaschinen waren mit einem Balancier oder doppelarmigen Hebel versehen, an dessen einem Ende der Dampfkolben angriff, während das andere Ende zur Uebertragung der Bewegung durch die Lenkerstange auf die Kurbelwelle benutzt wurde. Diese Anordnung gestattet eine bequeme Bewegung der verschiedenen Kolbenstangen der einzelnen Pumpen, die bei den Condensationsmaschinen anzubringen sind. Man hat aus diesem Grunde daher auch bei den neueren Condensationsmaschinen vielfach das Balanciersystem beibehalten, obgleich dasselbe weniger einfach ist, als das in den vorhergehenden Paragraphen besprochene System der direct wirkenden Maschinen. Für Maschinen ohne Condensation dagegen wird man kaum noch einen Balancier verwenden, da mit der Anbringung desselben natürlich auch die schwingenden Massen beträchtlich vergrößert werden. Der letztere Umstand, sowie die Federung des Balanciers macht die Balanciermaschinen ganz unbrauchbar für große Kolbengeschwindigkeiten, zu denen man in neuerer Zeit mehr und mehr übergegangen ist. Da der Ausschlagwinkel des Balanciers innerhalb gewisser

Grenzen verbleiben, der Balancier daher bei gegebenem Kolbenhube eine erhebliche Länge erhalten muß, so erfordern Balanciermaschinen größere Grundflächen als die stehenden Maschinen, während ihre Höhen geringer ausfallen. Um diese Höhen noch mehr zu ermäßigen, hat man bei Schiffsmaschinen auch wohl den Balancier unterhalb des Dampfcylinders angebracht, eine Anordnung, welche sich bei stationären Maschinen nicht findet.

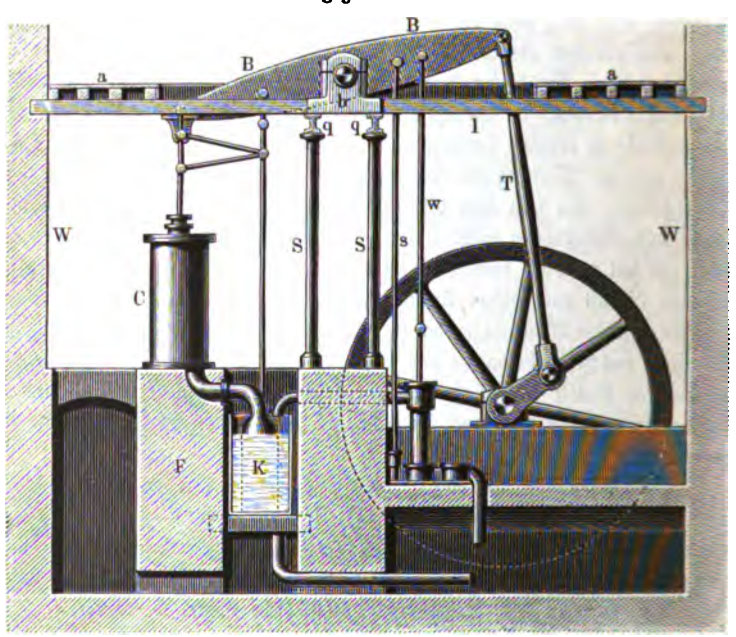
Die Schwingzapfen des Balanciers erhalten ihre Unterstützung in der Regel entweder durch einen von mehreren schwächeren Säulen getragenen Rahmen, oder auch wohl durch eine einzige stärkere mittlere Säule, während der Dampfcylinder ebenso wie die Wellenlager direct auf das Fundament gesetzt werden. Bei dieser Anordnung müssen die Fundamente sehr kräftig ausgeführt werden, da dieselben nicht nur das Gewicht der einzelnen Maschinentheile zu tragen, sondern auch die inneren Kräfte aufzunehmen haben, welche aus der Wirkung des Dampfdruckes und dem Widerstande der Kurbel sich ergeben. Da nun aber Mauerwerk auch bei der besten Ausführung in Folge von Vibrationen leicht seinen Zusammenhang und seine Festigkeit verliert, so hat man die Unterstützung der Balancierlager neuerdings durch ein eisernes Gerüst von solcher Anordnung vorgenommen, daß auch der Dampfcylinder und die Wellenlager daran befestigt werden können. Bei dieser Construction, welche insbesondere von Corliß angewandt worden ist, verbleiben die inneren Kräfte der Maschine innerhalb des eisernen Gestelles, und die Fundamente haben nur das Gewicht der betreffenden Maschinentheile aufzunehmen.

Die Geradführung des Kreuzkopfes geschieht bei den Balanciermaschinen fast immer vermittelst der in Thl. III, 1 unter Geradführungen besprochenen Hebelcombinationen, deren hauptsächlichster Vertreter das Watt'sche Parallelogramm ist. Bei den Maschinen mit einem sogenannten einarmigen Balancier wird in der Regel der Evans'sche Lenker verwendet. Diese Geradführungen gewähren außer dem Vortheile geringerer Reibungswiderstände noch besonders denjenigen, daß man mit Hülfe derselben leicht auch die Stangen der Pumpen gerade führen kann, wie dies an der angezeigten Stelle näher angeführt wurde. Da bei den Balanciermaschinen die Schwungradwelle außerhalb der Cylinderaxe gelegen ist, so muß bei der Verwendung des gewöhnlichen Muschelschiebers zur Steuerung die Bewegung desselben vom Excenter aus mit Hülfe eines Winkelhebels oder eines andern geeigneten Mittels geschehen.

Bei der Maschine in Fig. 674 (a. f. S.) sind die Lager b des Balanciers B durch die beiden Querträger q gestützt, welche ihrerseits auf vier gußeisernen Säulen S aufruhen. Um den bedeutenden, durch den Ausschlag der Lenkerstange T veranlaßten Seitendruck gehörig aufzunehmen, sind die beiden

Längsträger l angebracht, die in den Stirnwänden des Maschinenhauses W ihr Auflager finden und durch die Balken a den Schub auf die Längswände übertragen. Der Dampfcylinder C steht auf dem besondern Fundamentklotze F und in der Aussparung zwischen diesem und dem Säulenfundamente ist der Condensator K mit der Luftpumpe untergebracht, deren Kolbenstange mit dem Parallelogramm verbunden ist. Auf der andern Seite des Balanciers sind die Stangen w der Kaltwasserpumpe und s für die Kesselspeisepumpe angehängt.

Fig. 674.



Von der vorhergehenden Maschine unterscheidet sich die in Fig. 675 dargestellte in Betreff der Unterstützung des Balanciers durch eine einzige kräftige Säule S, welche auf einer hinreichend breiten Grundfläche aufruht, um für sich den auf sie einwirkenden Kraftmomenten zu widerstehen. Die Maschine ist eine Woolf'sche, deren zwei Cylinder C_1 und C_2 neben einander aufgestellt sind, und deren Kolbenstangen vermittelst des gemeinsamen Parallelogramms auf den Balancier wirken. Zur Anbringung der Zapfen für die Gegenlenker g des Parallelogramms dienen die beiden leichten Träger t, welche einerseits an der Stützsäule des Balanciers und andererseits durch die dünnen auf dem Cylinder stehenden Säulchen s ihren Halt finden.

Die Fig. 676 (a. f. S.) giebt eine Skizze von der Anordnung, welche von Corliß für die Maschine von 1400 Pferdekraft gewählt worden war,

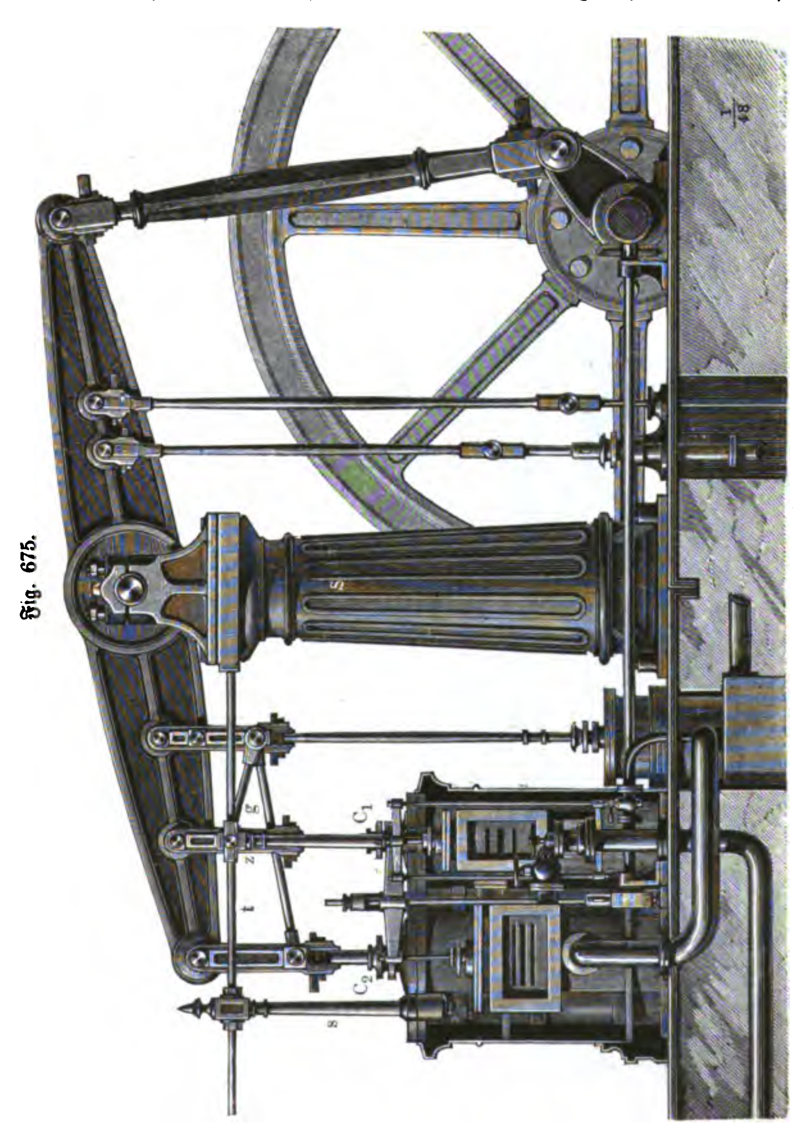
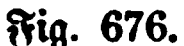
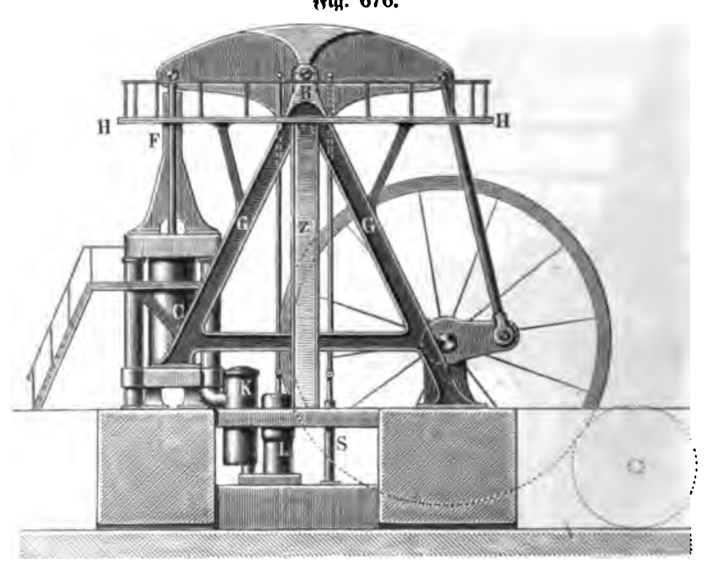


Fig. 675.

die zum Betriebe der Maschinenhalle auf der Weltausstellung in Philadelphia im Jahre 1876 diente. Hierbei ist ein aus geraden Schienen zu-

sammengesetztes Fachwerk G so angeordnet, daß es bei C die beiden Dampfcylinder (Zwillingsmaschine), bei W die Wellenlager und in der Spitze bei B die Lager für die Balancierzapfen aufnimmt. Solche aus der Figur ersichtliche Fachwerke sind für die Maschine vier neben einander, je zwei für einen Cylinder, angebracht, und für die Versteifung in der zur Zeichnungsebene senkrechten Richtung sind beiderseits die Zugbänder Z angebracht, welche von der Spitze des Gerüstes schräg nach den Fundamenten abgeführt sind. Die Kreuzköpfe werden hier abweichend von der gewöhnlichen Art durch die Coulissen F geführt, zu deren Befestigung die horizontalen Träger H vorgesehen sind, welche gleichzeitig zur Unter-


Fig. 676.



stützung einer Plattform für den Maschinenwärter dienen. Vermöge dieser Construction werden die Fundamente nur durch die Last des Eigengewichtes der betreffenden Maschinentheile in Anspruch genommen, so daß dieselben verhältnißmäßig leicht gemacht werden dürfen. Die Steuerung dieser Maschine ist eine Ventilsteuerung des nach dem Erbauer benannten Systems. Die Anordnung des Condensators in K, der Luftpumpe in L und der Kesselspeisepumpe in S ist aus der Figur ohne weitere Erklärung deutlich.

In Fig. 677 ist noch eine Maschine mit einem einarmigen Balancier B angegeben, welcher bei b um den beweglichen Stützpunkt schwingt, der ihm durch die um den festen Punkt o drehbare Schwinge dargeboten wird. Der

Dampfcylinder ist oberhalb in den gleichfalls cylindrischen Aufsatz verlängert, an welchem die Zapfen *g* für den Gegenlenker der Evans'schen Geradführung befestigt sind. Der über den Cylinder hinaus verlängerte Arm b_1

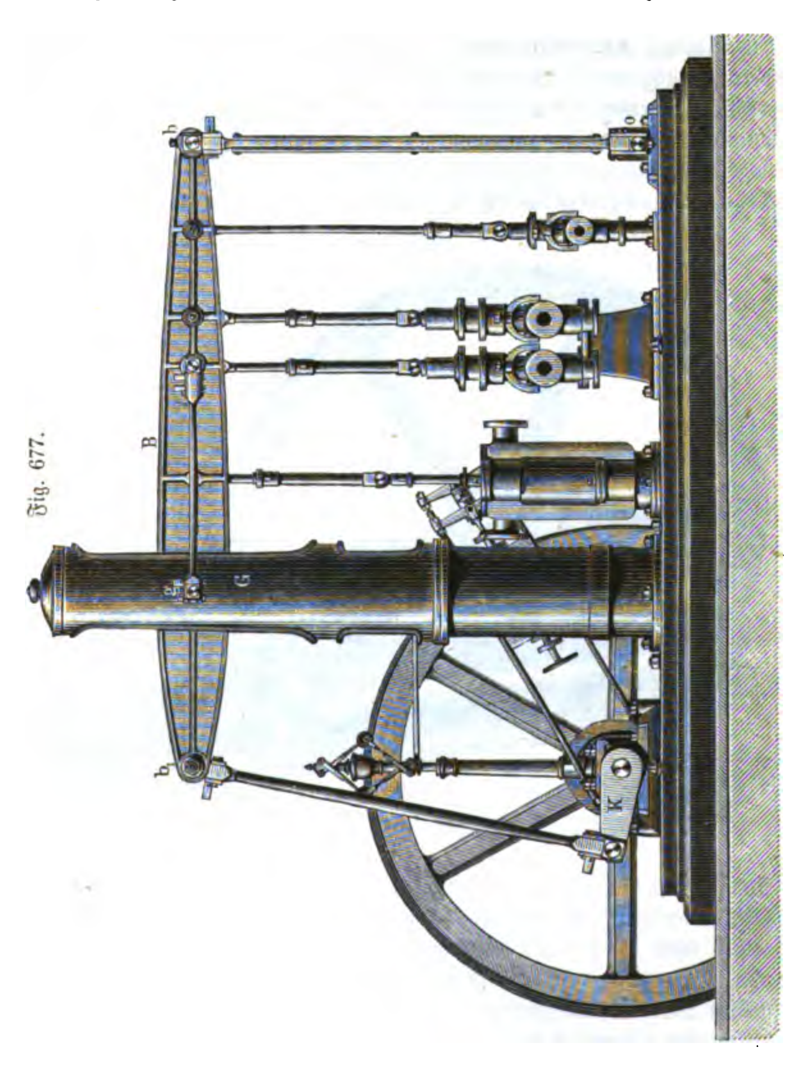


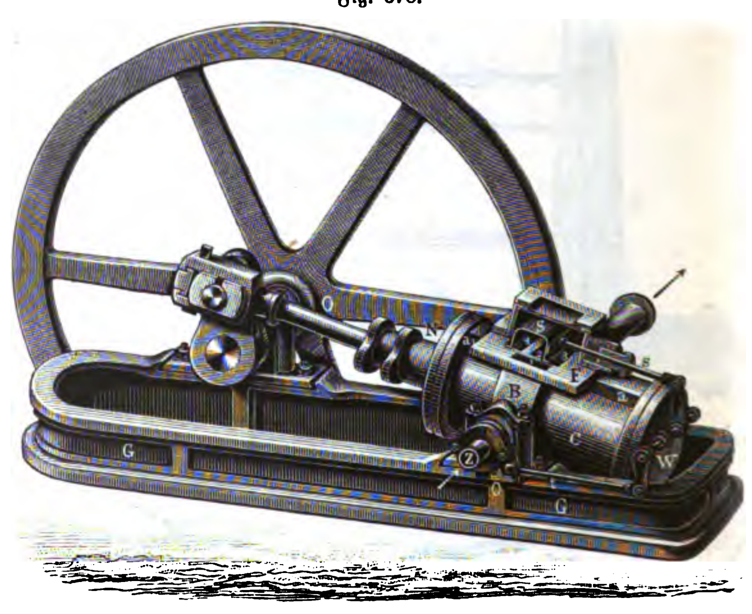
Fig. 677.

des Balanciers dient zur Uebertragung der Bewegung auf die Kurbel *K* der Schwungradwelle. Bei dieser Anordnung ist die ganze Länge des Balanciers zur Anhängung von Pumpen verfügbar, weswegen diese Con-

struction namentlich in solchen Fällen gewählt zu werden pflegt, wo man, wie z. B. in Zuckerfabriken, mehrere Pumpen direct von der Maschine aus betreiben will.

§. 312. **Sonstige Anordnungen.** Das Streben, einerseits eine möglichste Vereinfachung der Construction, andererseits eine thunlichste Verkleinerung gewisser Dimensionen, insbesondere der Höhe, zu erzielen, hat außerdem verschiedene Dampfmaschinenanordnungen hervorgerufen, die aber nur eine geringe Verbreitung erlangt haben. Hierhin ist zunächst die Maschine von Alban mit oscillirendem Cylinder, Fig. 678, zu rechnen. Da der

Fig. 678.

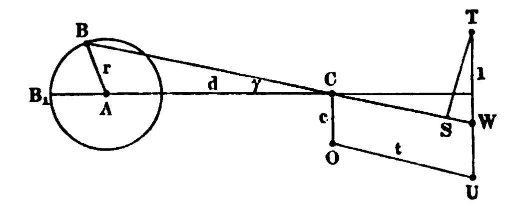


Cylinder hierbei mit zwei rechtwinkelig zu seiner Axe stehenden Zapfen *z* drehbar gelagert ist, vermöge dessen er in schwingende Bewegung gerathen kann, so ist die Lenkerstange ganz zu entbehren, und die Maschine nimmt eine sehr geringe Länge an. Auch die Steuerung ist bei der dargestellten Maschine eine einfache, indem der auf dem Rücken des Cylinders angebrachte Schieber *S* seine relative Verschiebung gegen den Cylinder dadurch empfängt, daß die Schieberstange *s* mit Hülfe der am Cylinderdeckel gelagerten Welle *W* und der Lenkerstange *t* mit dem festen Punkte *o* verbunden ist, der um eine bestimmte Größe von der Drehaxe des Cylinders entfernt ist. Vermöge dieser Verbindung nimmt der Schieber eine relative Bewegung

gegen den Schieberspiegel an, welche mit derjenigen übereinstimmt, die ihm durch ein Kreisexcenter ertheilt werden würde, wie man sich mit Hülfe der Fig. 679 überzeugt.

Bedeutet hierin AB die Kurbel von der Länge r in einer um den Winkel $B_1AB = \omega$ von der Todtlage AB_1 abweichenden Stellung, und ist $AC = d$ die Entfernung der Welle von den Drehzapfen des Cylinders, so ist der Neigungswinkel γ der Kolbenstange BC gegen die Horizontale AC annähernd durch $\sin\gamma = \frac{r \sin\omega}{d}$ gegeben. Ist nun die Entfernung c des Cylinderzapfens C von dem festen Punkte O, an welchen der Lenker t gehängt ist, gleich der Länge des Hebels WU und ist die Länge OU des Lenkers gleich der Entfernung der Steuerwelle W von der Cylinderdrehaxe C gemacht, so sind die vier Punkte C, O, W, U stets in den Ecken eines Parallelogramms gelegen, das für die Todtlagen der Maschine ein rechtwinkeliges

Fig. 679.



ist, und dessen Seiten CO und WU fortwährend vertical, d. h. senkrecht zu AC gerichtet sind. Wenn nun die Länge des den Schieber bewegenden Hebelarmes $WT = l$ ist, so erhält man für die betrachtete Kurbelstellung die Verschiebung des Schiebers aus seiner mittlern, der Todtlage zugehörigen Stellung gleich der Projection WS des Hebels WT auf BC, man hat also diesen Weg $s = l \sin\gamma = \sim \frac{l r \sin\omega}{d}$, gerade so, als wenn der Schieber durch ein Excenter von der Länge $\frac{r}{d} l$ bewegt würde, das auf der Kurbelwelle ohne Voreilung, d. h. senkrecht zur Kurbel befindlich wäre. Aus dieser letztgedachten Bedingung ergiebt sich, daß die Bewegung des Schiebers den Erfordernissen einer guten Steuerung nicht entspricht, da hierzu immer nach den früher darüber gemachten Bemerkungen eine gewisse Voreilung erforderlich ist.

Auch in anderer Hinsicht erscheint die Maschine mit oscillirendem Cylinder trotz ihrer Einfachheit sehr unvollkommen. Zunächst sind dabei die schwingenden Massen sehr groß und es ist ersichtlich, daß hierdurch namentlich die Stopfbüchse stark angegriffen werden muß, da diese durch die Kolbenstange

in unablässiger Aufeinanderfolge nach beiden Seiten gedrückt wird. Wenn man auch diesem Uebelstande durch eine möglichst lange Stopfbüchse zu begegnen sucht, so ist doch erfahrungsmäßig der dichte Schluß nur sehr schwer dauernd zu erreichen. Dasselbe gilt in Betreff der Drehzapfen des Cylinders, welche hohl gebildet und mit Stopfbüchsen versehen werden müssen, da die Zuführung sowohl wie die Abführung des Dampfes, wie leicht zu ersehen ist, nur durch diese Zapfen geschehen kann. So viel man sich auch bemüht hat, durch veränderte Construction, z. B. durch Verlegung der Drehzapfen an das Ende des Cylinders, den gedachten Uebelständen zu begegnen, so ist doch

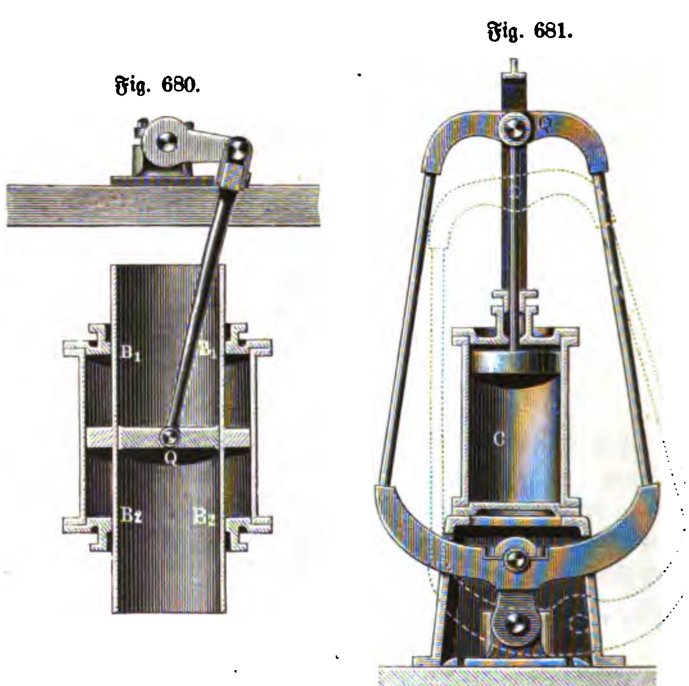


Fig. 680.

Fig. 681.

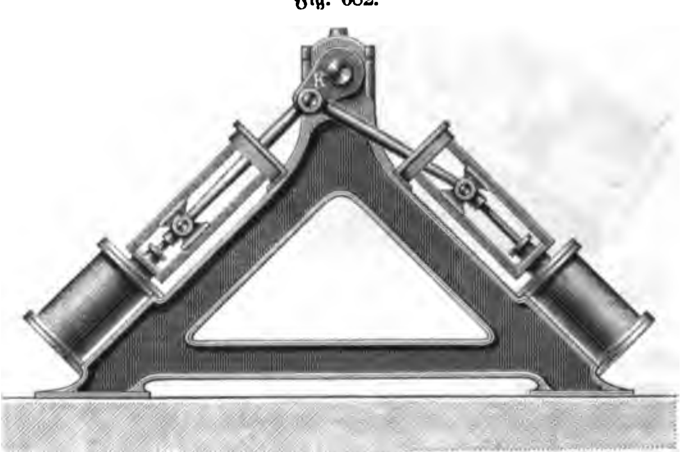
der Erfolg immer ein wenig befriedigender geblieben. Man wendet daher heute Maschinen mit oscillirenden Cylindern höchstens für Dampfschiffe an, wobei dann aber die Steuerungsvorrichtung wegen des nöthigen Umsteuerns in der Regel eine sehr complicirte wird.

In anderer Art ist der Zweck einer möglichsten Verkürzung bei der durch Fig. 680 dargestellten Maschinengattung mit einer hohlen Kolbenstange erreicht, welche Maschinen von Penn für Dampfschiffe in Anwendung gebracht wurden und unter dem Namen Trunkmaschinen bekannt sind. Der

Kreuzkopf Q ist hier im Innern der hohlen Kolbenstange angebracht, welche letztere eine hinreichend große Weite erhalten muß, um der Lenkerstange den Ausschlag zu gestatten. Als wirksame Kolbenfläche ist daher hier nur die Ringfläche zwischen dem Cylinder und der Kolbenstange zu betrachten. Da bei dieser Anordnung der von der Lenkerstange auf den Kreuzkopf ausgeübte Seitendruck von den Stopfbüchsen bei B_1 und B_2 aufgenommen werden muß, so ist das Dichthalten derselben sehr erschwert, und hierin einer der hauptsächlichsten Nachtheile dieser Maschinengattung enthalten, welche daher auch fast ausschließlich auf die Verwendung im Schiffsbau beschränkt bleibt.

Die in Fig. 681 gezeichnete sogenannte Bügelmaschine ist dadurch gekennzeichnet, daß die Lenkerstange von dem Kreuzkopfe Q aus rückwärts nach dem Cylinder C hingeführt ist, wodurch ebenfalls die Höhe der ganzen Maschine verkleinert wird. Hierzu ist es erforderlich, der Lenkerstange die Gestalt

Fig. 682.

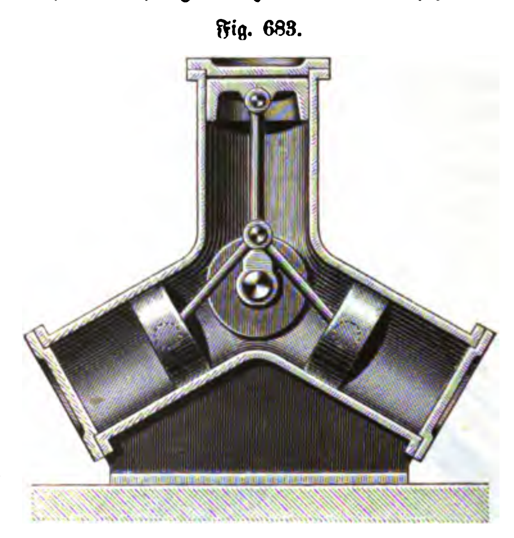


eines rahmenförmigen Bügels zu geben, in dessen Innenraume in allen Stellungen der Lenkerstange hinreichender Platz für den Cylinder verbleibt. Dies muß als eine große Unzuträglichkeit dieses Systemes bezeichnet werden, da hierdurch die schwingende Masse bedeutend ausfällt und der Bügel in Folge seiner Form und Ausführung einer starken Federung unterworfen ist, welche den ruhigen Gang der Maschine beeinträchtigt. Für die schnell gehenden Maschinen, wie sie neuerdings meistens gebaut werden, ist daher dieses System ganz unbrauchbar, und es findet dasselbe auch überhaupt kaum noch Verwendung.

Es mag hier noch der von Brunel herrührenden Einrichtung von Zwillingsmaschinen mit zwei unter 90° gegen einander geneigten Cylindern

gedacht werden, Fig. 682 (a. v. S.), welche Anordnung ebenfalls zum Zwecke einer möglichst geringen Höhe zuerst für Dampfschiffe in Gebrauch genommen ist. Bei dieser Anordnung ist nur eine einzige Kurbel K erforderlich, an deren Kurbelzapfen beide Lenkerstangen angeschlossen werden, wodurch die gegenseitige Bewegung der beiden Kolben zu einander in derselben Weise erfolgt, wie wenn die Cylinder parallel neben einander aufgestellt werden und ihre Lenkerstangen an zwei um 90° versetzten Kurbeln angreifen. Dieselbe Bemerkung gilt auch hinsichtlich der Bewegung der beiden Schieber durch ein gemeinschaftliches Excenter. Auch diese Maschinen werden nur selten noch gebaut.

Fig. 683.



Die Dreicylindermaschine, Fig. 683, wird zuweilen in solchen Fällen ausgeführt, in denen es sich darum handelt, in einem sehr beschränkten Raume eine Maschine, meist nur von geringer Größe, aufzustellen. Die Cylinder sind hier einfachwirkend gemacht, indem der Dampf nur zu den äußeren Cylinderseiten Zutritt erhält, und die drei Kolbenstangen greifen direct an derselben Kurbel an, was durch ihre gelenkige Verbindung mit den Kolben ermöglicht wird. Auch sonst hat man wohl Dampfmaschinen in verschiedener von der gewöhnlichen Art abweichender Anordnung ausgeführt, ein näheres Eingehen auf alle möglichen Anordnungen hat aber hier kein Interesse, da solche besondere Constructionen doch nur ausnahmsweise vorkommen.

§. 313. **Dampfmaschinentheorien überhaupt.** Eine Theorie der Dampfmaschinen hat zunächst den Zweck, entweder für eine vorliegende Maschine unter gegebenen Verhältnissen die von ihr zu erwartende Leistung zu ermitteln, oder umgekehrt, für eine vorgeschriebene Leistung, welche die Maschine äußern soll, die ihr zu gebenden Abmessungen festzustellen. Im Wesentlichen kommen natürlich diese beiden Aufgaben auf dasselbe hinaus, nämlich auf die Ermittelung der Beziehungen, welche zwischen der Arbeit einer Maschine und ihren Dimensionen stattfinden. In dem einfachsten Falle, wenn die

Maschine ohne Expansion, d. h. mit voller Füllung des Cylinders arbeitet, ist diese Aufgabe leicht gelöst. Da in diesem Falle der Druck auf jede Seite des Kolbens einfach als das Product aus der Kolbenfläche F in den specifischen Druck p gefunden wird, und der Weg des Kolbens für jede halbe Kurbeldrehung gleich dem doppelten Kurbelhalbmesser r, also für jede Umdrehung gleich $4r$ ist, so hat man bei n Umdrehungen in der Minute die Leistung der Maschine pr. Secunde:

$$L = \frac{n}{60} F (p - p_0) 4r = \frac{nr}{15} F (p - p_0),$$

wenn p den treibenden Druck auf die hintere und p_0 den widerstehenden Druck auf die vordere Seite des Kolbens vorstellt. Volldruckmaschinen, wie die hier gedachte, kommen aber in der Wirklichkeit so gut wie gar nicht vor, so daß eine so einfache Bestimmung der Leistung, wie die vorstehende, auch für die Praxis ohne Werth ist. Es handelt sich vielmehr immer darum, die Arbeit des Dampfes in Expansionsmaschinen zu ermitteln, und hieraus die nöthigen Schlüsse auf die einer Maschine zu gebenden Abmessungen, sowie auf das zur Erreichung einer bestimmten Leistung aufzuwendende Dampf- oder Wärmequantum zu ziehen. Die große wirthschaftliche Bedeutung, welche nach dem früher darüber Angeführten der Expansion des Dampfes beigemessen werden muß, läßt die Wichtigkeit erkennen, welche die richtige Feststellung der Arbeit des Dampfes für die ganze Technik hat, und erklärt es auch, warum man dieses Ziel so vielfach durch Aufstellung verschiedener Theorien zu erreichen gesucht hat. Alle diese Theorien unterscheiden sich in der Hauptsache vornehmlich in der Art, wie sie die Bestimmung der Expansionsarbeit des Dampfes vornehmen, und es hängt diese Arbeit wiederum hauptsächlich von dem Gesetze ab, nach welchem die Spannung des Dampfes abnimmt, wenn bei der Expansion sein Volumen allmälig sich vergrößert. Nach den in Cap. 1 hierüber gemachten Bemerkungen wird es daher leicht sein, die hauptsächlich zur Anwendung gekommenen Theorien im Wesentlichen zu kennzeichnen.

Am einfachsten bestimmt sich die Expansionsarbeit des Dampfes unter Zugrundelegung des Mariotte'schen Gesetzes, wie es in Th. I, §. 414 ausgesprochen worden ist. Die Annahme dieses Gesetzes kommt auf die Voraussetzung hinaus, daß der Wasserdampf sich wie ein permanentes Gas verhalte, und daß die Temperatur auch während der Expansion denselben Werth behalte. Beide Voraussetzungen treffen nun allerdings nicht zu, trotzdem haben vielfach indicatorische Messungen gezeigt, daß die wirkliche Spannungsveränderung des Dampfes in Expansionsmaschinen in einer Weise vor sich geht, welche von der nach dem Mariotte'schen Gesetze sich ergebenden nicht wesentlich abweicht. Schon Morin hat aus vielen darüber angestellten Versuchen dieses Verhalten gefunden, und in neuerer

Zeit, wo der Indicator bei Dampfmaschinen eine sehr verbreitete Anwendung erlangt hat, ist diese Erfahrung vielfach bestätigt worden. Aus diesem Grunde wird denn auch jetzt bei der Berechnung der Dampfmaschinen das Mariotte'sche Gesetz meistens zu Grunde gelegt, und zwar erscheint diese Annahme um so mehr gerechtfertigt, als die solcher Art erzielten Resultate hinreichende Uebereinstimmung mit der Erfahrung zeigen, eine bessere Uebereinstimmung in der Regel als diejenigen, welche auf Grund scheinbar exacterer Theorien durch in den meisten Fällen verwickeltere Rechnungsoperationen erlangt werden können. Dem entsprechend soll auch die Berechnung der Dampfmaschinen in den folgenden Paragraphen unter Zugrundelegung des Mariotte'schen Gesetzes vorgenommen werden, und es mag genügen, die sonst noch zuweilen angewandten Theorien kurz anzuführen.

Da die Temperatur des Dampfes während der Expansion nicht constant bleibt, wie schon bemerkt wurde, so hat man die Verhältnisse geglaubt schärfer durch die Annahme desjenigen Gesetzes bestimmen zu können, welches der adiabatischen Zustandsänderung der Gase zugehört, und welches nach §. 219 seinen Ausdruck in der Formel $p v^{\varkappa} = Const.$ findet, wenn wieder v das Volumen, p die specifische Spannung und $\varkappa$ einen gewissen, für jede Gasart constanten Coefficienten bedeutet. Für atmosphärische Luft wie überhaupt für permanente Gase wurde dieser Coefficient in §. 220 zu $\varkappa = \frac{c_p}{c_v} = 1,41$ gefunden. Für Wasserdampf dagegen hat man für $\varkappa$ einen Werth einzuführen, welcher durch Versuche bestimmt worden ist. Wie ebenfalls schon in §. 239 angeführt worden, hat man diesen Coefficienten $\varkappa$ nach Zeuner zu 1,135, nach Grashof zu 1,140 und nach Rankine zu 1,111 anzunehmen. Unter Annahme dieses Gesetzes ermittelt sich die Arbeit, welche ein gewisses Dampfquantum bei einer bestimmten Ausdehnung verrichtet, in derselben Art, wie dies für Gase in §. 219 gezeigt wurde. Man wendet dieses Gesetz zuweilen für die Compression des Dampfes an (siehe weiter unten), auch wenn für die Expansion das Mariotte'sche zu Grunde gelegt wird.

Eine Dampfmaschinentheorie, welche seinerzeit sich einer größern Beliebtheit erfreute, ist die von Pambour aufgestellte, die von der Voraussetzung ausging, daß der gesättigte Wasserdampf auch während seiner Expansion vollständig als gesättigt bestehen bleibe. Diese während einer langen Zeit für richtig hingenommene Voraussetzung wurde mit Hülfe der neuern mechanischen Wärmetheorie als eine irrige erkannt, indem nach den in §. 238 enthaltenen Entwickelungen Wasserdampf bei seiner adiabatischen Ausdehnung zu einem Niederschlagen von tropfbarem Wasser Veranlassung giebt, so daß zwar der expandirende Dampf im Zustande der Sättigung sich befindet, aber nur einen gewissen Bruchtheil der ursprünglichen Masse ausmacht. Wie

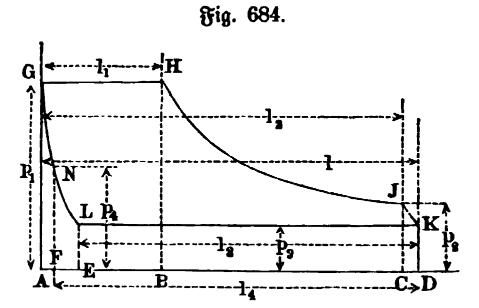
erheblich die mechanische Arbeit ist, welche der bei der gedachten Condensation verschwundenen latenten Wärme entspricht, ist aus dem an der gedachten Stelle ausgerechneten Beispiele leicht zu erkennen und danach zu beurtheilen, daß die auf Grund der Pambour'schen Theorie gefundenen Resultate entsprechend unsichere sein müssen. Um bei dieser Theorie in erforderlicher Art die jeweilige Dampfspannung als eine algebraische Function von dem zugehörigen Dampfvolumen auszudrücken, bedient sich Pambour der von Navier für gesättigten Dampf aufgestellten Näherungsgleichung: $s = \frac{a}{b + p}$, in welcher p die Spannung, a und b gewisse constante Größen und $s = \frac{1}{\gamma}$ das specifische Volumen des Dampfes bedeuten.

In der neuern Zeit hat man endlich auch eine auf den Grundsätzen der mechanischen Wärmetheorie beruhende Berechnungsweise der Dampfmaschinen angegeben, in welcher Beziehung vornehmlich auf die von Zeuner entwickelte Theorie verwiesen werden mag. Wenn es auch wohl keinem Zweifel unterliegen dürfte, daß gerade die mechanische Wärmetheorie, welche bereits so viele Punkte aufgehellt hat, zu einer genügenden Theorie der Dampfmaschinen führen wird, so hat sich doch diese Berechnungsart bei ihrem dermaligen Zustande noch nicht eine allgemeine Anwendung verschaffen können. Der Grund hiervon dürfte wohl darin zu finden sein, daß hierbei die Expansion des Dampfes als eine adiabatische Zustandsänderung desselben in Betracht gezogen wird, d. h. als eine solche, während welcher weder eine Zufuhr noch eine Abführung von Wärme stattfindet. Die thatsächlichen Verhältnisse in unseren Dampfmaschinen entsprechen aber dieser Voraussetzung keineswegs, indem zwischen dem Dampfe und der Cylinderwandung ein stetiger Wärmeaustausch stattfindet, auf welchen bei gewissen Maschinen die Anwendung eines Dampfmantels ganz besondern Einfluß ausübt. Ferner spielt in den Formeln der mechanischen Wärmetheorie immer der Wassergehalt des stets mehr oder minder feuchten Dampfes eine hervorragende Rolle, und es ist im Allgemeinen schwer, wenn nicht unmöglich, bei den Dampfmaschinen den wirklichen Wassergehalt auch nur annähernd genau zu bestimmen.

Diesen Umständen ist es zuzuschreiben, daß die Constructeure von Dampfmaschinen in Ermangelung einer genügend sichern und hinreichend einfachen schärfern Theorie sich damit begnügen, die Berechnung der Dampfmaschinen unter Zugrundelegung des Mariotte'schen Gesetzes vorzunehmen, wie dies im Folgenden gezeigt werden soll. Ungeachtet dessen muß doch die mechanische Wärmetheorie als ein ausgezeichnetes Hülfsmittel betrachtet werden, welches allein im Stande ist, auf gewisse Fragen von hervorragender Bedeutung sichere Antwort zu ertheilen.

§. 314. **Berechnung der Eincylindermaschine.** Im Folgenden soll die Berechnung einer eincylindrigen Expansionsdampfmaschine wesentlich in der Weise durchgeführt werden, welche in dem Hülfsbuche für Dampfmaschinentechniker von Hrabak angegeben ist. Es werde dafür ein Cylinder vom Durchmesser $d\,cm$ oder vom Querschnitte $F = \pi \frac{d^2}{4}$ qcm und ein Kolbenhub gleich $l\,m$ vorausgesetzt. Der Dampf, welcher einem Kessel von der totalen Spannung gleich p kg pr. 1 qcm entnommen wird, möge beim Eintritt in den Cylinder eine Spannung haben, die durch p_1 bezeichnet werde, und welche Spannung in Folge der Widerstände und der Abkühlung in der Zuleitung, sowie wegen der etwaigen Drosselung durch das Eintrittsventil erheblich geringer als die Kesselspannung p angenommen werden muß. Die Größe des schädlichen Raumes für jede Cylinderseite sei gleich einem Cylinder von dem Querschnitte F des Kolbens und von der Länge $\sigma = ml$. Ferner soll angenommen werden, daß dem Cylinder frischer Kesseldampf zugeführt werde, bis der Kolben aus seiner Endlage sich um den Weg l_1 verschoben hat, so daß also die Maschine mit einem Füllungsverhältnisse $\varphi = \frac{l_1}{l}$ arbeitet.

Fig. 684.



Die Vertheilung des Dampfes durch Schieber oder Ventile soll in der durch das Diagramm in Fig. 684 vorgestellten Art gedacht werden. Demgemäß soll der in der Kolbenstellung B abgesperrte Dampf bis zu der Kolbenstellung in C expandiren, in welcher Stellung der Voraustritt beginnen soll, indem in dieser Stellung der Raum hinter dem Kolben bereits mit dem Ausblaserohre in Verbindung gebracht wird. In Folge hiervon wird der Dampf hinter dem Kolben während des letzten Wegtheiles desselben um die Länge $CD = l - l_2$ die Endspannung p_2, welche ihm in Folge der Expansion in C zu eigen war, bis auf die Spannung p_3 ermäßigen, die im Ausblaseraume vorherrscht. Abgesehen von allen Nebenhindernissen, welche vorläufig hier außer Acht gelassen werden mögen, würde man die größte Leistung von dem Dampfe zu erwarten haben, sobald man die Expansion so weit führte, bis die Endspannung p_2 auf den Betrag p_3 des Gegendruckes herabgesunken wäre; in diesem Falle würde das Diagramm bei JK in eine Spitze auslaufen. In Wirklichkeit geht man aber mit der Expansion niemals bis zu dieser Grenze, und

zwar nicht nur wegen der schädlichen Widerstände, sondern auch wegen der vermehrten Anlagekosten, die mit einer weiter geführten Expansion also Vergrößerung der Dimensionen verbunden sind. In Folge hiervon findet bei JK ein Spannungsabfall statt, d. h. eine plötzliche Spannungsabnahme, mit welcher immer ein gewisser Arbeitsverlust verbunden ist.

Der hinter dem Kolben zur Wirkung gekommene Dampf tritt bei dem Rückgange des erstern aus dem Cylinder mit einer Spannung gleich derjenigen $DK = p_3$ im Ausblaserohre, d. h. im Condensator oder beziehungsweise in der freien Atmosphäre. Es sei nunmehr angenommen, daß in der Stellung des Kolbens bei E oder nach Zurücklegung des Weges $DE = l_3$ der Austrittscanal für den ausblasenden Dampf abgeschlossen sei, so wird von dieser Stellung an eine Compression des noch vor dem Kolben zurückgebliebenen Dampfes eintreten, die so lange anhält, bis aus dem Kessel frischer Dampf dem Kolben entgegentritt. Dieser Augenblick des beginnenden Voreintritts möge der Kolbenstellung in F entsprechen, worin der Kolben von seiner Endlage in D einen Weg $DF = l_4$ zurückgelegt haben mag. Durch diese Compression wird natürlich die Spannung des vor dem Kolben befindlichen Dampfes und damit der hindernde Gegendruck vergrößert, so daß hierdurch dem Kolben ein vergrößerter Widerstand entsteht. Trotzdem pflegt man in der neuern Zeit von dieser Compression einen ziemlich ausgiebigen Gebrauch zu machen, und zwar hauptsächlich aus den folgenden Gründen.

Wenn die Maschine ganz ohne Compression arbeitet, so findet der im Beginn der Voröffnung in F aus dem Kessel eintretende Dampf in dem schädlichen Raume, sowie in dem Raume AF des Cylinders Dampf von der geringen Spannung des Ausblaseraumes vor, und indem dieser Raum mit frischem Kesseldampfe angefüllt wird, entsteht durch den damit verbundenen Spannungs- oder Wärmeabfall ein Arbeitsverlust, welcher um so größer ausfällt, je größer der anzufüllende Raum ist, welcher letztere deshalb den Namen des schädlichen Raumes führt. Durch die Anordnung einer Compression wird nun die Spannung des zurückbleibenden Dampfes vergrößert und damit der Betrag jenes erwähnten Abfalles verringert. Wollte man die Compression so weit führen, daß die schließliche Spannung des Dampfes zu Ende der Compression und bei Beginn der Voreinströmung in F gerade gleich der Admissionsspannung p_1 des eintretenden Dampfes wäre, so ließe sich hierdurch der Spannungsabfall und der damit verbundene Verlust ganz vermeiden. Es würde auch, wenn nicht Nebenhindernisse und Abkühlungsverluste sich einstellten, die zur Compression des Dampfes vom Kolben aufzuwendende Arbeit in ihrem vollen Betrage wieder an den Kolben zurückgegeben werden, wenn der Dampf beim folgenden Kolbenlaufe expandirt. In diesem Falle würden also die nachtheiligen Wirkungen des schädlichen

Raumes gänzlich vermieden werden, und es wäre zur Erzielung dieses Resultates nur ein entsprechend größeres Cylindervolumen anzuordnen. Man pflegt aber in der Wirklichkeit mit der Compression nicht bis zu dieser obersten Grenze zu gehen, wegen der erwähnten schädlichen Widerstände und der Abkühlung, und läßt daher einen gewissen Spannungsabfall beim Eintritte des frischen Dampfes zu.

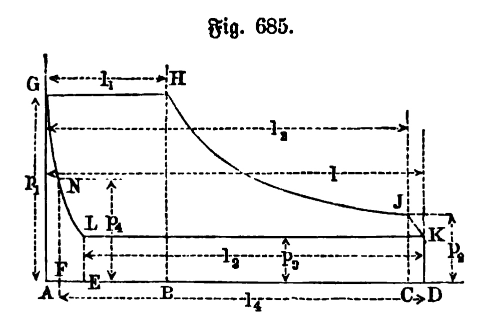
Es giebt auch noch einen andern Grund, aus welchem eine gewisse Compression zweckmäßig erscheint, nämlich die Rücksicht auf einen möglichst ruhigen Gang der Maschine. Inwiefern hierauf die Compression des Dampfes von Einfluß ist, läßt sich in folgender Weise erkennen. Bei der hin- und hergehenden Bewegung des Kolbens wechselt der Druck auf den letztern in jedem todten Punkte der Kurbel, und in Folge davon wird jedesmal in dem Lager der Lenkerstange sowohl am Kurbelzapfen wie auch am Kreuzkopfe eine Stoßwirkung eintreten, sobald in diesen Lagern ein Spielraum oder **todter Gang** sich eingestellt hat, was bei allen Maschinen nach einiger Zeit in höherm oder niederm Maße der Fall ist. Wenn es dagegen gelingt, den bemerkten Druckwechsel nicht **plötzlich**, sondern **allmälig schon vor** Erreichung des todten Punktes stattfinden zu lassen, so fällt auch die Veranlassung zu dem besagten Stoße fort. Diese Bedingung wird nun aber erfüllt sein, wenn die Compression vor dem Kolben so bemessen wird, daß der dadurch entstehende Gegendruck auf die Vorderfläche die Kraft übertrifft, durch welche der Kolben im Sinne seiner Bewegung angetrieben wird. Diese Kraft setzt sich aus dem **treibenden Dampfdrucke** und dem **Beschleunigungsdrucke** zusammen, welcher aus der Trägheit der hin- und hergehenden Massen sich ergiebt, und dessen Bestimmung in Thl. III, 1 bei der Behandlung des Kurbelgetriebes vorgenommen wurde. Da dieser Beschleunigungsdruck mit zunehmender Geschwindigkeit der Maschine sehr schnell steigt, und hiermit auch die Stärke der erwähnten Stoßwirkungen im Verhältnisse steht, so erkennt man hieraus, daß gerade bei den schnell gehenden Maschinen die Compression des Dampfes ein wichtiges Mittel zur Erzielung eines möglichst ruhigen Ganges abgeben muß.

Außerdem muß darin noch ein besonderer Vortheil der Compression erkannt werden, daß durch dieselbe eine Erwärmung des Cylinders herbeigeführt wird, welche den nachtheiligen Wärmeaustausch herabzieht, der zwischen dem Dampfe und der Cylinderwand unausgesetzt auftritt und wegen des damit verbundenen Ueberganges der Wärme von höherer zu niederer Temperatur immer mit namhaften Verlusten verknüpft ist. Die Compression hat man früher weniger bei den stationären Dampfmaschinen angewendet als dies neuerdings der Fall ist, nachdem man ihre Vortheile näher kennen gelernt hat. Bei den Locomotivmaschinen und überhaupt bei den Maschinen, welche durch eine Coulisse umgesteuert werden, wandte man schon seit langer Zeit hohe Compressionsgrade

an, wie sich dieselben ungesucht ergaben, wenn man mit dem einfachen Muschelschieber durch die Stellung der Coulisse höhere Expansion erzielen wollte.

Nach diesen Bemerkungen wieder zu der Fig. 685 zurückkehrend, ergiebt sich aus deren Betrachtung, daß der Dampfkolben von der Stellung in F an, in welcher der frische Kesseldampf in den Cylinder eingelassen wird, einen Gegendruck zu überwinden hat, welcher von dem Betrage des Enddruckes $FN = p_4$ der Compression auf denjenigen der Admissionsspannung $AG = p_1$ sich erhebt. Unter dem Einflusse dieses Gegendruckes hat der Kolben den Weg $FA = l - l_4$ zurückzulegen, und es beginnt hierauf die Wiederholung der gedachten Wirkungen in genau derselben Weise.

Fig. 685.



Es ist kaum nöthig zu bemerken, daß derselbe Vorgang, welcher hier nur für die eine (linke) Seite des Kolbens betrachtet worden ist, in gleicher Art auf der andern Kolbenseite stattfindet, für die Theorie genügt es daher, nur die eine Seite in Betracht zu ziehen.

Es folgt aus den vorstehenden Betrachtungen, daß die Wirkung des die hintere Kolbenseite antreibenden Dampfes sich aus drei gesonderten Theilen zusammensetzt, nämlich aus der

Volldruckwirkung L_1 auf dem Wege . . . . $AB = l_1$,

dann aus der

Expansionswirkung L_2 auf dem Wege . . . $BC = l_2 - l_1$

und endlich aus der

Nachwirkung L_3 auf dem Wege . . . . . $CD = l - l_2$.

In ähnlicher Weise kann man auch die Arbeit des Widerstandes auf die vordere Kolbenfläche als aus drei Theilen zusammengesetzt denken, nämlich aus der Arbeit W_1 während des Ausblasens auf dem Wege . $DE = l_3$,
der Arbeit W_2 während der Compression auf dem Wege . $EF = l_4 - l_3$
und der Arbeit W_3 des Gegendampfes auf dem Wege . . $FA = l - l_4$.

Zur Ermittelung der ganzen während eines einfachen Kolbenlaufes vom Dampfe verrichteten Arbeit hat man nur nöthig, diese einzelnen Beträge von L und W zu bestimmen, und die Summe der Widerstände W von derjenigen der Arbeiten L in Abzug zu bringen. Diese Ermittelung macht sich unter Zugrundelegung des Mariotte'schen Gesetzes wie folgt:

Zunächst ergiebt sich die Volldruckarbeit, wie schon im vorherigen Paragraphen gezeigt wurde, als das Product aus dem Kolbendrucke Fp_1 in den Weg l_1 also zu

$$L_1 = Fp_1 l_1.$$

Für die Expansionsarbeit L_2 hat man zu berücksichtigen, daß während der Expansion mit Rücksicht auf den schädlichen Raum das ursprüngliche Volumen $F(\sigma + l_1)$ in das Endvolumen $F(\sigma + l_2)$ sich vergrößert, so daß der Expansionsgrad gleich $\varepsilon = \frac{\sigma + l_2}{\sigma + l_1}$ zu setzen ist. Hiernach folgt die Expansionsarbeit zufolge der Gleichung (44) in §. 218 zu

$$L_2 = Fp_1 (\sigma + l_1) \, log. \, nat. \frac{\sigma + l_2}{\sigma + l_1} = Fp_1 (\sigma + l_1) \, log. \, nat. \, \varepsilon.$$

Für die Nachwirkung des Dampfes während des der Vorausströmung entsprechenden Weges $CD = l - l_2$ hat man den anfänglichen Dampfdruck $CJ = p_2$, den schließlichen Druck $DK = p_3$. Eine genaue Ermittelung der zugehörigen Arbeit würde hier allerdings nur möglich sein, wenn das Gesetz der Spannungsverringerung bekannt wäre, bei der Geringfügigkeit der betreffenden Arbeit wird man sich von der Wahrheit nur unmerklich entfernen, wenn man für diese Nachwirkung als durchschnittlichen Druck das arithmetische Mittel aus dem Anfangs- und Enddrucke also $\frac{p_2 + p_3}{2}$ annimmt, womit die betreffende Arbeit zu

$$L_3 = F \frac{p_2 + p_3}{2} (l - l_2)$$

folgt. Addirt man diese drei Werthe, so erhält man als die ganze auf die hintere Kolbenfläche ausgeübte Arbeit den Werth

$$L = L_1 + L_2 + L_3 = Fp_1 l_1 + Fp_1 (\sigma + l_1) \, ln. \, \varepsilon + F \frac{p_2 + p_3}{2} (l - l_2).$$

Will man hieraus den mittlern oder den Durchschnittsdruck p_m bestimmen, welcher bei unveränderlicher Größe dieselbe Leistung auf den Kolben ausüben würde, so findet man denselben einfach durch $Fp_m l = L$ zu

$$p_m = p_1 \left(\frac{l_1}{l} + \frac{\sigma + l_1}{l} \, ln. \, \varepsilon \right) + \frac{p_2 + p_3}{2} \frac{l - l_2}{l}.$$

In ähnlicher Weise ergiebt sich für den Widerstand auf die vordere Kolbenfläche zunächst der Werth für die Periode des Ausblasens wegen des constanten Druckes $DK = p_3$:

$$W_1 = Fp_3 l_3.$$

Für die Compressionswirkung ist wieder zu beachten, daß dabei das anfängliche Volumen $F(\sigma + l_3)$ des Dampfes auf das schließliche Volumen $F(\sigma + l_4$

zusammengedrückt wird, so daß die dem Compressionsverhältnisse $\zeta = \frac{\sigma + l_4}{\sigma + l_3}$ entsprechende Arbeit sich nach dem Mariotte'schen Gesetze zu

$$W_2 = F p_3 (\sigma + l_3) \, log. \, nat. \frac{\sigma + l_4}{\sigma + l_3} = F p_3 (\sigma + l_3) \, ln . \zeta$$

ergiebt. Endlich findet sich die dem Gegendrucke zugehörige Arbeit W_3, wenn man auch hier den mittlern Druck $\frac{p_4 + p_1}{2}$ als den wirksamen einführt, zu

$$W_3 = F \frac{p_4 + p_1}{2} (l - l_4).$$

Die Summe der drei Widerstandsarbeiten liefert den Betrag der ganzen von der vordern Kolbenfläche zu überwindenden Arbeit:

$$W = W_1 + W_2 + W_3$$
$$= F p_3 l_3 + F p_3 (\sigma + l_3) \, ln \zeta + F \frac{p_4 + p_1}{2} (l - l_4),$$

und man erhält auch hier wie oben den Durchschnittswert q_m des Gegendruckes zu

$$q_m = p_3 \left(\frac{l_3}{l} + \frac{\sigma + l_3}{l} \, ln \zeta\right) + \frac{p_4 + p_1}{2} \, \frac{l - l_4}{l}.$$

Die ganze während eines einfachen Hubes von dem Dampfe an den Kolben abgegebene Arbeit bestimmt sich daher zu

$$L_i = F (p_m - q_m) l$$

und man kann diese Arbeit gleich $L_i = F p_i l$ setzen, wenn man unter p_i einen mittlern auf den Kolben während des ganzen Weges unveränderlich wirkenden Druck versteht, für welchen man demzufolge die Beziehung hat $p_i = p_m - q_m$.

Wenn die Maschine in jeder Minute n Umdrehungen, der Kolben also in jeder Secunde einen Weg $v = \frac{n l}{30}$ m macht, so bestimmt sich mit dieser Kolbengeschwindigkeit v die Arbeit des Kolbens in Pferdekräften zu

$$N_i = F p_i l \, \frac{2 n}{60 . 75} = \frac{F p_i v}{75} \text{ Pferdekraft.}$$

Diese Arbeit ist übrigens, wie bemerkt worden, als die vom Kolben aufgenommene sogenannte indicirte Arbeit anzusehen, von welcher ein gewisser Theil durch die Nebenhindernisse in der Maschine aufgezehrt wird, so daß die übrig bleibende, von der Welle abzuliefernde Nutzarbeit wesentlich geringer ausfällt, wie nachstehend gezeigt wird. Zunächst erkennt man aus

dem obigen Ausdrucke für die Leistung der Maschine, daß die Größe von N_i wesentlich von der Geschwindigkeit v des Kolbens abhängt, indem sie mit dieser Geschwindigkeit im directen Verhältnisse zu- und abnimmt. Hieraus folgt, daß die bisher gebräuchlich gewesene Bestimmung der Stärke von Dampfmaschinen nach Pferdekräften eine ganz unsichere ist, so lange man einer solchen Angabe nicht gleichzeitig andere über die Kolbengeschwindigkeit, Dampfspannung und das Füllungsverhältniß hinzufügt. Man ist daher in der neuern Zeit von jener sehr willkürlichen Bezeichnung der Maschinengrößen durch die Zahl der zu leistenden Pferdekräfte mehr und mehr zurückgekommen, und es ist gebräuchlicher geworden, für diese Bestimmung die Größe des Cylinderdurchmessers d anzuführen, da von diesem oder dem Kolbenquerschnitte F unter gegebenen Verhältnissen vorzugsweise die Größe der zu erwartenden Leistung abhängig ist.

Um mit Hülfe der vorstehend entwickelten Formeln die indicirte Leistung einer Dampfmaschine zu ermitteln, sind über einige der darin vorkommenden Größen noch gewisse Annahmen oder Feststellungen zu machen, insofern als diese Größen innerhalb bestimmter Grenzen willkürlich gewählt werden können. Hierzu gehört zunächst die Kolbengeschwindigkeit v. In früherer Zeit wurde diese Geschwindigkeit in der Regel viel geringer angenommen, als sie heute gewählt zu werden pflegt. Während man früher, dem Vorgange von Watt folgend, die Kolbengeschwindigkeit v je nach der Größe der Maschinen etwa zwischen den Grenzen 1 und 1,25 m festsetzte, ist es heute nicht selten, bei gewöhnlichen stehenden Maschinen Geschwindigkeiten von 1,5 bis zu 2,5 m anzunehmen, und bei den Locomotiven steigen diese Werthe bis über 4 m. Am schnellsten läßt man die Dampfmaschinen in den Vereinigten Staaten von Amerika arbeiten, für sogenannte Schnellläufer giebt Radinger in seinem mehrfach angeführten Berichte die Werthe von 4 bis 5,7 m für die Kolbengeschwindigkeit an. Diese größeren Geschwindigkeiten lassen sich aus den größeren Dampfspannungen erklären, die neuerdings meist angewandt werden, und in Folge deren der in den Cylinder tretende Dampf dem ausweichenden Kolben schneller zu folgen vermag. Es ist danach auch gerechtfertigt, wenn man die Kolbengeschwindigkeit anstatt von der Stärke der Maschine jetzt meist von der Spannung des in den Cylinder tretenden Dampfes abhängig macht. In dieser Hinsicht giebt v. Reiche für eine im Allgemeinen passende Kolbengeschwindigkeit die Gleichung:

$$v = \sqrt{p_1},$$

wenn p_1 wieder die Admissionsspannung des Dampfes in Atmosphären gleich 1 kg pr. 1 qcm bedeutet. Natürlich wird man in besonderen Fällen von den durch diese oder sonstige entsprechende Regeln gegebenen Werthen nach der einen oder andern Richtung abweichen, je nachdem die Verhältnisse

es gerathen erscheinen lassen. Herrscht z. B. die Rücksicht auf möglichste Dauer der Maschine vor, so empfiehlt sich eine mäßige Geschwindigkeit, während sehr schneller Gang der zu betreibenden Arbeitsmaschinen eine große Geschwindigkeit der Dampfmaschine vortheilhaft erscheinen läßt, um mit möglichst einfachen Transmissionsmitteln den Zweck zu erreichen.

Von den übrigen für die Berechnung einer Dampfmaschine maßgebenden Größen ist besonders die Admissionsspannung p_1 von Wichtigkeit. Dieselbe wird man im Allgemeinen aus der bekannten Kesselspannung p am bequemsten mit Hülfe eines Reductionscoefficienten ν erhalten, welcher erfahrungsmäßig bestimmt ist, so daß man also $p_1 = \nu p$ hat. Dieser Coefficient kann nach Hrabak etwa zwischen den Werthen 0,75 und 0,90 angenommen werden, je nachdem die Drosselung stärker oder schwächer ist. Für die Spannung p_3 des ausblasenden Dampfes pflegt man anzunehmen:

1,2 kg für Auspuffmaschinen

und

0,2 kg für Condensationsmaschinen.

Die Größe des schädlichen Raumes $\sigma = ml$ richtet sich namentlich danach, ob die Maschine mit der gewöhnlichen Schiebersteuerung oder mit einer Ventilsteuerung unter Anordnung gesonderter Canäle für den Ein- und Austritt versehen ist. Im letztern Falle vermindert sich der Werth m bis zu 0,015, während für die gewöhnliche Schiebersteuerung meistens $m = 0,05$ gesetzt wird. In Betreff der übrigen Größen l_2, l_3 und l_4, welche den Zeitpunkt des Voraustrittes, die Compressionswirkung und die Gegendampfwirkung bestimmen, hat man in jedem Falle die Ermittelung nach der angewandten Steuerung vorzunehmen. Für die gewöhnlichen, nur in einer Richtung umlaufenden Maschinen mit Expansion, aber ohne namhafte Compression, macht Hrabak folgende Angaben:

für den Voraustritt . . . . $\frac{l_2}{l} = 0,96$,

für die Compression . . . . $\frac{l_3}{l} = 0,94$,

für die Gegendampfwirkung . . . . . $\frac{l_4}{l} = 0,998$.

Die Leistung, welche man mit Hülfe dieser gegebenen und beziehungsweise passend anzunehmenden Größen durch die obigen Formeln ermittelt, ist die an den Kolben übertragene, welche man als die indicirte Leistung deswegen bezeichnet, weil sie der durch das Diagramm des Indicators gemessenen entspricht. Von dieser Leistung hat man diejenige der schädlichen, in der Maschine auftretenden Widerstände abzuziehen, um die nützliche Arbeit

der Maschine zu erhalten. Bei diesen Widerständen, wie sie als Reibung des Kolbens, der Stopfbüchsen, des Kreuzkopfes, der Geradführung, der Kurbel u. s. w. auftreten, pflegt man eine Unterscheidung zu machen zwischen denjenigen, wie sie in der leergehenden Maschine auftreten und denen, welche durch die vergrößerten Drucke hervorgerufen werden, die sich bei der Bewältigung eines bestimmten Nutzwiderstandes einstellen. Die zur Ueberwindung des Leergangswiderstandes erforderliche Dampfspannung läßt sich durch den Versuch leicht ermitteln, wenn man die Dampfspannung soweit ermäßigt, etwa durch Drosselung, daß sie gerade genügend ist, die Maschine leer mit der regelrechten Geschwindigkeit zu bewegen, und während dieser Bewegung ein Indicatordiagramm abnimmt. Ist diese Spannung p_0 und bezeichnet man mit μ den Coefficienten der Reibung, welche durch den Nutzwiderstand N_n hervorgerufen wird, so ergiebt sich die Größe der diesem Nutzwiderstande N_n entsprechenden nutzbaren Spannung p_n aus der indicirten Spannung p_i durch die Beziehung $p_i = p_0 + p_n + \mu p_n$ zu:

$$p_n = \frac{p_i - p_0}{1 + \mu}.$$

Man nennt das Verhältniß $\frac{N_n}{N_i} = \frac{\text{Nutzleistung}}{\text{indicirte Leistung}} = \frac{p_n}{p_i} = \eta$ den indicirten Wirkungsgrad einer Maschine, und es ist ersichtlich, daß dieser Wirkungsgrad, welcher stets kleiner als Eins sein muß, wesentlich von der Bauart, Ausführung und Wartung der Maschine, sowie überhaupt von allen den Elementen abhängig sein muß, welche auf die schädlichen Widerstände von Einfluß sind. Für den Entwurf einer Maschine ist es wünschenswerth, von vornherein einen gewissen Anhalt über die Größe des wahrscheinlichen Wirkungsgrades zu haben, und man kann sich in dieser Beziehung der folgenden Angaben bedienen, welche v. Reiche mit Rücksicht auf die vorliegenden Erfahrungsresultate als passend anführt. Hiernach kann man setzen:

Für Auspuffmaschinen:

$N_n < 40$	$N_n = 40$	$N_n > 40$
$\eta = \frac{N_n + 32}{N_n + 50}$	$\eta = 0{,}8$	$\eta = \frac{N_n + 72}{N_n + 100}$

Für Condensationsmaschinen:

$N_n < 46$	$N_n = 46$	$N_n > 46$
$\eta = \frac{N_n + 26}{N_n + 50}$	$\eta = 0{,}75$	$\eta = \frac{N_n + }{N_n + 1}$ [illegible]

Daß diese Tabelle für größere Maschinen größere Wirkungsgrade angiebt, ist dadurch erklärt, daß die schädlichen Widerstände im Allgemeinen relativ

um so größer ausfallen, je kleiner die Abmessungen der einzelnen Theile gewählt sind. Aus diesem Grunde wird auch der Nutzeffectscoefficient einer Zwillingsmaschine im Allgemeinen kleiner sein als unter gleichen Umständen der einer ebenso starken Eincylindermaschine.

Anmerkung. Völckers nimmt den Gegendruck für 1 Quadratzoll Kolbenfläche zu 2,4 Pfund bei Condensationsmaschinen und zu 15 Pfund bei Auspuffmaschinen an, was für metrisches Maß 0,18 und beziehungsweise 1,10 kg für 1 qcm beträgt. Ferner setzt derselbe die den constanten Nebenhindernissen der Maschine entsprechende Spannung für die Einheit der Kolbenfläche

$$r = r_1 + r_2 + r_3 + r_4,$$

worin r_1 der durch das Schwungradgewicht verursachten Reibung, r_2 der Kolbenreibung, r_3 dem Widerstande der Luftpumpe und r_4 dem Widerstande der Kaltwasserpumpe entspricht. Auf Grund seiner Versuche giebt er zur Bestimmung von r Regeln, welche, für metrisches Maß umgerechnet, folgenden Ausdruck annehmen:

1. für Dampfmaschinen ohne Condensation

$$r = 0{,}00033\,\frac{G}{d^2} + \frac{0{,}232}{d},$$

2. für gewöhnliche Dampfmaschinen mit Condensation

$$r = 0{,}00033\,\frac{G}{d^2} + \frac{0{,}232}{d} + 0{,}035 + 0{,}0021\,h,$$

3. für Woolf'sche Dampfmaschinen

$$r = 0{,}00024\,\frac{G}{d^2} + \frac{0{,}252}{d} + 0{,}03 + 0{,}0019\,h,$$

4. für Corlißmaschinen

$$r = 0{,}00033\,\frac{G}{d^2} + \frac{0{,}232}{d} + 0{,}03 + 0{,}0019\,h,$$

worin G das Gewicht des Schwungrades in Kilogrammen, d den Kolbendurchmesser in Centimetern, h die Förderhöhe der Kaltwasserpumpe in Metern und r den Druck in Kilogrammen für 1 qcm vorstellt.

Den Coefficienten μ der Reibung des Nutzwiderstandes soll man nach Völckers zu $\mu = 0{,}13$ annehmen.

Beispiel. Eine Dampfmaschine ohne Condensation arbeitet mit $1/3$ Füllung des Cylinders vom Durchmesser $d = 50$ cm und dem Hube $l = 1$ m. Wie groß ist die zu erwartende indicirte Leistung derselben, wenn die Maschine in jeder Minute 50 Umdrehungen macht und die Kesselspannung $p = 5$ kg pr. 1 qcm beträgt?

Nimmt man die Admissionsspannung des Dampfes zu $p_1 = 0{,}8 \,.\, 5 = 4$ kg und den Gegendruck zu $p_3 = 1{,}2$ kg an, setzt ferner den schädlichen Raum zu $\sigma = 0{,}05\,l = 0{,}05$ m, sowie $l_2 = 0{,}96\,l$, $l_3 = 0{,}94\,l$ und $l_4 = 0{,}99\,l$ voraus, so berechnet sich mit diesen Werthen das Expansionsverhältniß $\varepsilon = \frac{0{,}05 + 0{,}96}{0{,}05 + 0{,}333}$ $= 2{,}638$ und demgemäß die Spannung am Ende der Expansion zu $p_2 = \frac{4}{2{,}638}$

$= 1{,}52$ kg; ebenso das Compressionsverhältniß $\zeta = \frac{0{,}05 + 0{,}99}{0{,}05 + 0{,}94} = 1{,}051$, woraus die Endspannung der Compression zu $p_4 = 1{,}2 \,.\, 1{,}051 = 1{,}26$ kg folgt. Demgemäß erhält man nach dem Vorhergegangenen die indicirte Leistung eines Kolbenhubes zu:

$$F l\, 4\, (0{,}333 + 0{,}383\, ln\; 2{,}638) + F \frac{1{,}52 + 1{,}2}{2}\, 0{,}04\, l$$

$$- F l \,.\, 1{,}2\, (0{,}94 + 0{,}99\, ln\; 1{,}051) - F \frac{1{,}26 + 4}{2}\, 0{,}01\, l$$

$$= F l\, (2{,}873 - 1{,}213) = F l\; 1{,}660 = 3{,}14 \,.\, 25^2 \,.\, 1 \,.\, 1{,}660$$

$$= 3259 \text{ mkg}.$$

Der indicirte Durchschnittsdruck ist demnach $p_i = 2{,}873 - 1{,}213 = 1{,}66$ kg, und die zu erwartende indicirte Leistung:

$$N_i = \frac{2 \,.\, 50 \,.\, 3259}{60 \,.\, 75} = 72{,}4 \text{ Pferdekraft.}$$

Nimmt man einen indicirten Wirkungsgrad gleich $\eta = 0{,}80$ an, so erhält man eine Nutzleistung von $N_n = 0{,}80 \,.\, 72{,}4 = 57{,}9 =$ *rot.* 58 Pferdekraft und einen durchschnittlichen Nutzdruck von $p_n = 0{,}8 \,.\, 1{,}66 = 1{,}328$ kg.

Wäre die Aufgabe gestellt, eine unter denselben Verhältnissen arbeitende Maschine zu entwerfen, welche bei einer Kolbengeschwindigkeit von $v = 1{,}5$ m eine Nutzleistung von 60 Pferdekräften entwickeln soll, so findet man unter Beibehaltung des berechneten Werthes $p_n = 1{,}328$ den erforderlichen Kolbenquerschnitt F aus

$$F \,.\, v \,.\, p_n = F \,.\, 1{,}5 \,.\, 1{,}328 = 60 \,.\, 75 \text{ mkg}$$

zu $F = 2259$ qcm, entsprechend einem Durchmesser von $d = 537$ mm. Setzt man hierbei einen Kolbenhub gleich 1 m voraus, so folgt die Umdrehungszahl der Maschine für eine Minute zu $n = \frac{60 \,.\, 1{,}5}{2 \,.\, 1} = 45$.

Nimmt man eine Geschwindigkeit des Dampfes im Eintrittsrohre von 30 m und im Ausblaserohre von 10 m an, so folgen die Querschnitte dieser Röhren zu $f_e = \frac{2256 \,.\, 1{,}5}{30} = 113$ qcm und $f_a = \frac{2256 \,.\, 1{,}5}{10} = 339$ qcm und die zugehörigen Durchmesser zu 12 und beziehungsweise 20,8 cm. Macht man daher die Dampfcanäle 40 mm weit, so folgt deren Breite zu $\frac{1130}{4} = 282$ mm.

Anmerkung. Für derartige Berechnungen sind die umfangreichen Tabellen des Werkes von Hrabak*) mit großem Vortheil zu benutzen, in denen die Hauptverhältnisse der verschiedensten Dampfmaschinen unter der Voraussetzung von 1 m Kolbengeschwindigkeit zusammengestellt sind. Will man die Leistung einer Maschine für eine beliebig andere Geschwindigkeit v erhalten, so hat man nur den betreffenden Tabellenwerth mit dieser Geschwindigkeit zu multipliciren.

§. 315. **Woolf'sche Maschine.** Bei einer Maschine des Woolf'schen Systems kommt der Dampf, wie schon früher bemerkt worden, in zwei Cylindern von verschiedener Größe derartig zur Wirkung, daß der in dem

*) Hülfsbuch für Dampfmaschinentechniker von Joseph Hrabak, Berlin 1883.

kleinern oder Hochdruckcylinder bereits in gewissem Grade expandirte Dampf in dem größern oder Niederdruckcylinder einer fortgesetzten Expansion ausgesetzt wird. Es wurde auch schon oben angegeben, daß eine solche Wirkungsweise den Vortheil bietet, daß man sehr hohe Expansionsgrade anwenden kann, ohne eine so beträchtliche Veränderlichkeit der Drucke in Kauf nehmen zu müssen, wie dies in einer eincylindrigen Maschine bei gleich großer Expansion der Fall wäre. Für die Arbeitsleistung des Dampfes ist es im Wesentlichen gleich, ob die Volumenvergrößerung in einem oder in zwei Cylindern hinter einander erfolgt, und man kann in dieser Hinsicht eine Woolf'sche Maschine gerade so beurtheilen, wie eine eincylindrige, deren Cylinder die Abmessungen des Niederdruckcylinders hat, und in welchem der Dampf einer Expansion ausgesetzt ist, deren Größe mit der gesammten in der Woolf'schen Maschine zur Verwendung kommenden Ausdehnung übereinstimmt. Die gesammte Ausdehnung oder das Expansionsverhältniß drückt sich bei Woolf'schen Maschinen durch $\varepsilon = \alpha \beta$ aus, wenn α das Verhältniß der Cylinderräume und β das in dem kleinen Cylinder angewandte Expansionsverhältniß bedeutet. Wie diese beiden Verhältnisse zu bestimmen sind, macht eine besondere Untersuchung nöthig, wie sie im Folgenden geführt werden soll.

Bei den älteren Woolf'schen Maschinen ließ man den aus dem kleinen Cylinder austretenden Dampf während des ganzen Kolbenlaufes hinter den großen Kolben treten, indem man den Austritt aus dem kleinen und den Eintritt in den großen Cylinder durch denselben Schieber regelte, von welchem in Fig. 639 eine Darstellung gegeben wurde.

Bei den neueren Maschinen dieser Art hat man aber ebenso wie bei den im nächsten Paragraphen zu besprechenden Compoundmaschinen dem Niederdruckcylinder sowohl wie dem Hochdruckcylinder eine selbständige Steuerung gegeben, welche den Ein- und Austritt des Dampfes in jeder gewünschten Weise zu erreichen gestattet. Die Vortheile, welche hierdurch erlangt werden können, lassen sich in folgender Weise verdeutlichen. Wenn bei den älteren Maschinen der Dampf aus dem Hochdruckcylinder nach dem Niederdruckcylinder geführt wird, so findet er in dem schädlichen Raume des letztern ebenso, wie in der Verbindungsleitung zwischen beiden Cylindern Dampf von der sehr geringen Spannung des Condensators vor. Hiermit ist ein Spannungsabfall und also ein Arbeitsverlust verbunden, welcher nicht unbeträchtlich ist, weil die Verbindungsröhren meistens einen erheblichen Rauminhalt haben. Giebt man indessen dem Niederdruckcylinder eine besondere Steuerung, so kann man die Anordnung so treffen, daß gegen Ende des Kolbenlaufs in diesem Cylinder eine Compression des Dampfes bis zu der Spannung des aus dem Hochdruckcylinder tretenden Dampfes stattfindet, wodurch der gedachte Spannungsabfall vermieden wird. Auch ist es in

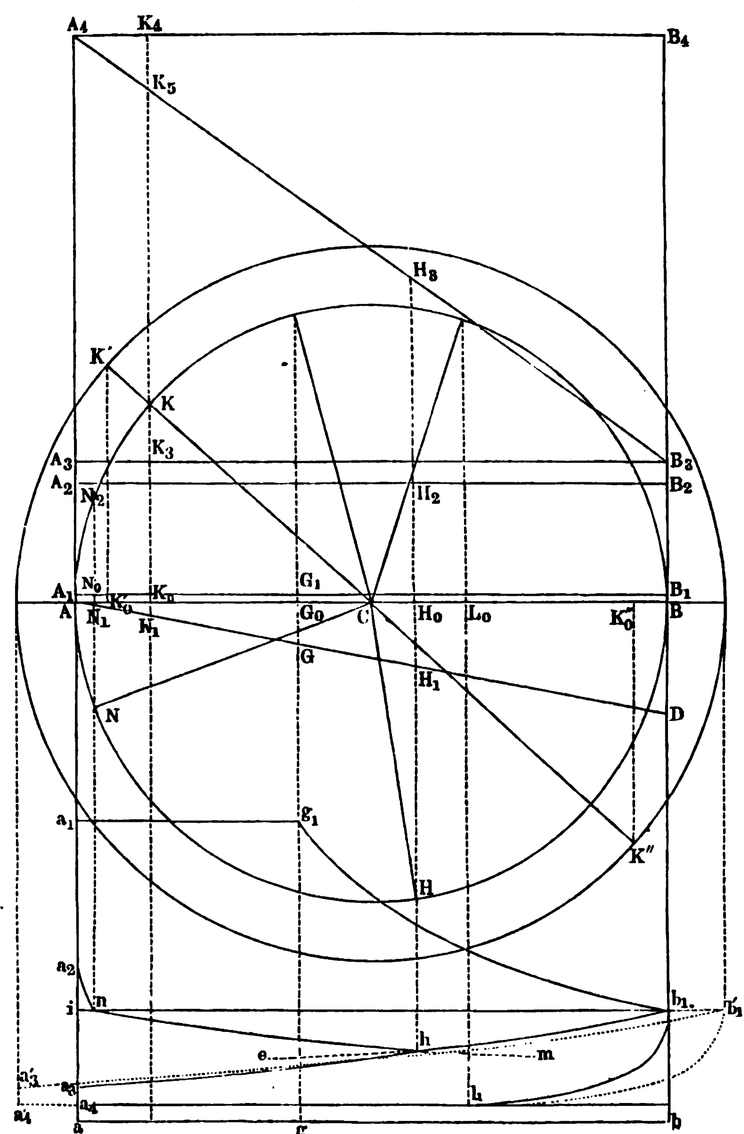
diesem Falle nicht nöthig, den Verbindungsröhren einen möglichst kleinen Rauminhalt zu geben, man pflegt im Gegentheil den Inhalt derselben groß, oft so groß wie den des Niederdruckcylinders zu machen, um die Schwankungen des Druckes dadurch zu verringern. Man nennt diesen zwischen den beiden Cylindern angeordneten, zur Aufnahme des aus dem kleinen Cylinder kommenden Dampfes dienenden Behälter den Aufnehmer oder Receiver, und ermöglicht es durch die Anordnung desselben, daß man bei diesen Zweicylindermaschinen die Kurbeln beliebig gegen einander versetzen kann, so daß man bei einer Versetzung derselben um etwa 90° die Vortheile des Zwillingssystemes gleichzeitig mit denen des Woolf'schen erzielen kann, was zur Construction der Compoundmaschinen geführt hat. Um die Abkühlung des Aufnehmers möglichst zu vermeiden, pflegt man denselben vielfach mit einem Dampfmantel zu versehen, doch fehlt es auch nicht an Stimmen, welche die Vortheile der Dampfmäntel hier ebenso wie bei den Dampfcylindern in Abrede stellen.

Von der Wirkung des Dampfes in den Zweicylindermaschinen und den Verhältnissen, welche man denselben zur Vermeidung des gedachten Spannungsabfalles zu geben hat, erlangt man am einfachsten eine schnelle Uebersicht aus einem Diagramm*), das in folgender Art gezeichnet werden kann. Macht man die horizontale Strecke AB in Fig. 686 nach einem beliebigen, für die Zeichnung bequemen Maßstabe gleich dem Hube $2r = l$ des kleinen Kolbens derart, daß der über dieser Strecke als Durchmesser beschriebene Kreis K den Kurbelkreis vorstellt, so hat man für irgend welche Kurbelstellung CK durch Projiciren des Kurbelzapfens auf AB die Stellung K_0 des kleinen Kolbens und in der Entfernung von A den Kolbenweg vom linken todten Punkte gefunden, wenn man die für diese Untersuchung zulässige Annahme einer sehr langen Lenkerstange macht. Denkt man sich nun für jede Kolbenstellung nach einem gleichfalls beliebigen Maßstabe das von dem Kolben beschriebene Volumen als Ordinate aufgetragen, so liegen die so erhaltenen Punkte sämmtlich in einer geraden Linie AD, und zwar giebt diese Gerade sowohl für den Hingang, wie für den Rückgang durch ihre Ordinaten die Cylinderräume zwischen dem Kolben und dem linksseitigen Cylinderdeckel an. Die Ordinate BD am Endpunkte des Weges stellt hierbei nach dem für die Rauminhalte gewählten Maßstabe die Größe fl des kleinen Cylinders vom Querschnitte f und dem Hube l vor. Nun ziehe man parallel zu AB die Geraden A_1B_1, A_2B_2, A_3B_3 und A_4B_4 in solchen Abständen von AB und von einander, daß nach dem für die Volumina gewählten Maßstabe $AA_1 = BB_1$ den schädlichen Raum $\sigma_1 f$ des kleinen Cylinders, $A_1A_2 = B_1B_2$ den Raum des Aufnehmers, $A_2A_3 = B_2B_3$

*) S. die Abhandlung von Schröter, Ztschr. d. Ver. deutsch. Ing., 1884.

den schädlichen Raum $\sigma_2 F$ des großen Cylinders und $A_3 A_4 = B_3 B_4$ den Rauminhalt des großen Cylinders vorstellt. Um nun die vom großen Kolben

Fig. 686.



durchlaufenen Räume für jede Stellung des kleinen Kolbens auftragen zu können, denkt man sich den großen Cylinder vom Querschnitte F und der Länge L, also vom Inhalte $V = FL$ durch einen andern Cylinder von gleichem Inhalte und der Länge l des kleinen Cylinders ersetzt, dessen Querschnitt zu $F\frac{L}{l} = F_0$ sich bestimmt. Man denkt sich die Kurbel dieses reducirten Kolbens in dieselbe Richtung wie die des großen Kolbens gestellt, den er ersetzt. Es ist dann leicht, aus dem bekannten Winkel, um welchen die beiden Kurbeln gegen einander versetzt sind, für jede Stellung des kleinen Kolbens die Verschiebung des reducirten von dem linken Endpunkte A abzugreifen. Sei für irgend eine Stellung des kleinen Kolbens in K_0 der von demselben durchlaufene Raum durch $K_0 K_1$ dargestellt, so hat man nur eine in dem Verhältnisse der bezüglichen Querschnitte $\frac{F_0}{f} = \frac{FL}{fl}$ größere Strecke an der betreffenden Stelle senkrecht über K als Ordinate $K_4 K_5$ von $A_4 B_4$ abwärts aufzutragen, um in derselben das Maß für denjenigen Raum zu erhalten, welchen der große Kolben vom linken Ende aus in dem betrachteten Augenblicke zurückgelegt hat, in welchem der kleine Kolben in K_0 steht. Die Strecke $K_3 K_5$ stellt dann den Raum auf der rechten Seite des großen Kolbens vor, in welchen der Dampf von der linken Seite des kleinen Kolbens geleitet wird. Wird diese Construction für alle Stellungen ausgeführt gedacht, so legen die so erhaltenen Endpunkte K_5 der aufgetragenen Ordinaten eine gewisse Curve fest, von der leicht einzusehen ist, daß sie bei Woolf'schen Maschinen mit einem Kurbelversetzungswinkel gleich 0^0, wie er hier vorausgesetzt wird, gleichfalls eine gerade durch B_3 gehende Linie sein muß, welche in A_3 eine Ordinate $A_3 A_4 = FL = F_0 l$ hat. Für irgend einen andern Versetzungswinkel der beiden Kurbeln, wie er bei Compoundmaschinen vorkommt, wird diese Curve, wie ebenfalls leicht zu erkennen ist, eine Ellipse. Dieses so entworfene Diagramm läßt für jede beliebige Stellung des kleinen Kolbens unmittelbar das vom großen Kolben durchlaufene Volumen entnehmen und gewährt daher ein einfaches Mittel, um unter Zugrundelegung eines bestimmten Gesetzes zwischen Volumen und Dampfspannung die letztere für jeden Augenblick zu bestimmen. Als dieses Gesetz soll aus den oben angeführten Gründen das Mariotte'sche angenommen werden, und es möge ebenso, wie für die Berechnung der Eincylindermaschinen im vorigen Paragraphen geschehen, hier nur die Wirkung desjenigen Dampfquantums ins Auge gefaßt werden, das zu einer einfachen Füllung des Hochdruckcylinders aufgewendet wird. Es möge der Dampf mit einer Admissionsspannung $p_1 = aa_1$ links von dem kleinen Kolben in den Cylinder während der Weglänge $l_1 = AG_0$ treten, so daß die Volldruckwirkung dieses Dampfes durch das Rechteck aa_1g_1g in dem Indicator-

diagramme ausgedrückt ist, welches letztere in der Figur direct unter dem Volumendiagramme aufgetragen werden möge. Für die in G_0 beginnende Expansion des Dampfes bestimmt sich dann die Spannungscurve einfach als eine gleichseitige Hyperbel, wobei zu berücksichtigen ist, daß der Dampf wegen des schädlichen Raumes $\sigma_1 fl = AA_1$ von dem Volumen $G_1 G$ auf dasjenige $B_1 D$ expandirt. Die Endspannung des Dampfes sei im rechten todten Punkte des kleinen Kolbens zu $bb_1 = p_2$ gefunden. In diesem Augenblicke tritt der Dampf, wenn von der geringen Vorausströmung hier abgesehen wird, in den Aufnehmer und in den schädlichen Raum des großen Cylinders, woselbst zur Vermeidung eines Spannungsabfalles dieselbe Spannung p_2 vorherrschen soll. Bei der weitern Drehung der kleinen Kurbel durch den untern Halbkreis vergrößert sich das Volumen dieses nun in den großen Cylinder übertretenden Dampfes nach Maßgabe der Ordinaten der trapezförmigen Fläche DB_3A_4A, und man kann nach dem Mariotte'schen Gesetze den Verlauf der Spannungscurve $b_1 e$ entwerfen. Diese Curve hat natürlich nur so lange Gültigkeit, als der Dampf in den großen Cylinder übertritt. Wenn aber, etwa in der Stellung H_0 des kleinen Kolbens oder in derjenigen CH der Kurbel, der große Cylinder von dem Aufnehmer abgesperrt wird, so ändert sich die Spannung in dem Aufnehmer in anderer Weise als im großen Cylinder. In dem letztern findet nunmehr eine weitere Expansion statt, wie sie durch die Ordinaten der Fläche $H_2H_3A_4A_2$ festgesetzt ist, und welcher entsprechend die Expansionscurve ha_3 für den großen Cylinder gezeichnet ist.

Im Aufnehmer dagegen muß von dem Augenblicke der Absperrung des großen Cylinders an wegen der weitern Bewegung des kleinen Kolbens nach links eine Compression, und in Folge davon eine Spannungserhöhung sich einstellen, für welche die Ordinaten der Fläche $H_1H_2A_2A$ bestimmend sind, und die ihr Ende in der Stellung N_0 des kleinen Kolbens erreicht, in welcher der Austritt aus demselben aufhört und die Compression vor dem Kolben beginnt. Von diesem Augenblicke an bleibt die Spannung in dem Aufnehmer unverändert, wenn man voraussetzt, daß durch eine Heizung desselben die Abkühlung verhindert wird. In dem kleinen Cylinder wächst die Spannung nach dem durch die Compressionscurve na_2 ausgedrückten Verhältnisse, bis sie in dem linken Todtpunkte A einen Werth $p_4 = aa_2$ erreicht, über welchen man eine beliebige Annahme machen kann. Man wird in der Regel die Compression des Dampfes im kleinen Cylinder nicht bis zur Spannung p_1 des eintretenden Dampfes treiben, sondern bis zu einer geringern Größe p_4, indem man sich den Spannungsabfall von p_4 auf p_1 gefallen läßt. Hat man sich für eine bestimmte Größe der Endspannung $p_4 = aa_2$ der Compression im kleinen Cylinder entschieden, so kann man von dem Punkte a_2 aus rückwärts die Compressionscurve a_2n entwerfen,

entweder, wie in der Figur geschehen, nach dem Mariotte'schen Gesetze, oder, falls man dasselbe hierfür nicht genügend genau hält, nach einem andern etwa durch die Formel $p v^n = Const.$ ausgedrückten. Hieraus bestimmt sich dann diejenige Kolbenstellung N_0, in welcher der Aufnehmer vom kleinen Kolben abgesperrt werden muß mit Rücksicht darauf, daß der Voraussetzung gemäß die Spannung im Aufnehmer gleich der Endexpansionsspannung $p_2 = b b_1$ sein soll. Zieht man nämlich durch b_1 die Horizontale $b_1 n i$, so giebt dieselbe in dem Schnittpunkte n mit der gedachten Compressionscurve $a_2 n$ die Stellung des kleinen Kolbens im Beginn der Compression. Von diesem Punkte aus hat man nun gleichfalls die Curve $n h m$ zu verzeichnen, welche die vorgedachte Compression des Aufnehmerdampfes angiebt und für welche die Volumenveränderung, wie bemerkt, nach den Ordinaten der Fläche $H_1 H_2 N_2 N_1$ vor sich geht. Bei einem mit Dampfmantel versehenen Aufnehmer kann man hierfür nach Schröter das Mariotte'sche Gesetz als mit der Wirklichkeit sehr nahe übereinstimmend annehmen. Diese Compressionscurve des Aufnehmers schneidet die Expansionslinie $b_1 e$ des mit dem Aufnehmer in Verbindung stehenden großen Cylinders in einem Punkte h, von welchem leicht ersichtlich ist, daß er die Kolbenstellung angiebt, in der die Absperrung des großen Cylinders vom Aufnehmer erfolgen muß. Es ist daher hiermit das Füllungsverhältniß $B H_0 : B A$ des großen Cylinders bestimmt, das man unter der gemachten Voraussetzung in Anwendung zu bringen hat, wonach der Spannungsabfall zwischen dem kleinen Cylinder und dem Aufnehmer vermieden werden soll. Um auch in dem schädlichen Raume des großen Cylinders Dampf von derselben im Aufnehmer herrschenden Spannung zu erhalten, hat man natürlich den Austritt des Dampfes aus dem großen Cylinder in den Condensator in einer Stellung L_0 zu unterbrechen, so daß die von hier aus gezeichnete Compressionscurve $l_1 b_1$ im Todtpunkte B eine Ordinate $b b_1 = p_2$ erreicht.

Es geht aus dem Obigen hervor, daß in dem Indicatordiagramm die Fläche $a_1 g_1 b_1 h n a_2 a_1$ unmittelbar die Arbeit ergiebt, welche von dem Dampfe in dem Hochdruckcylinder verrichtet wird. Für den Niederdruckcylinder dagegen hat man die Ordinaten oder, was auf dasselbe hinauskommt, den Flächenraum der Fläche $a_3 h b_1 l_1 a_4 a_3$ in dem Verhältnisse $\frac{F_0}{f} = \frac{F L}{f l}$ zu vergrößern, in welchem der Querschnitt F_0 des reducirten Cylinders zu dem des Hochdruckcylinders steht. Will man auch für den Niederdruckcylinder das richtige Diagramm erhalten, so hat man dasselbe so zu entwerfen, daß die horizontalen Abmessungen in dem Verhältnisse $\frac{L}{l}$ der Kolbenhübe, die verticalen Ordinaten dagegen in dem Verhältnisse der Kolbenquerschnitte $\frac{F}{f}$

vergrößert werden. Ebenso ist es klar, daß man für irgend eine Stellung des kleinen Kolbens, z. B. in K_0, die zugehörige des großen Kolbens findet, wenn man zu K_0 die Stellung K der kleinen Kurbel bestimmt, und hiermit die Kurbel des Niederdruckcylinders je nach Befinden übereinstimmend in K' oder ihr entgegengesetzt in K'' annimmt. Die Stellung des großen Kolbens findet sich dann in K_0' oder beziehungsweise in K_0''. Für die ganze Untersuchung ist es gleichgültig, ob man die eine oder die andere Stellung der beiden Kurbeln gegen einander wählt. Das in der Figur punktirte und mit $a_8' b_1' a_4'$ bezeichnete Diagramm gilt für den großen Cylinder und ist so gezeichnet, daß die horizontalen Abmessungen den Wegen des großen Kolbens F entsprechen.

Das gesammte Expansionsverhältniß bei Woolf'schen Maschinen ist, wie oben bemerkt worden, durch $\varepsilon = \alpha \beta$ gegeben, worin $\beta = \frac{l + \sigma_1}{l_1 + \sigma_1}$ das Expansionsverhältniß im kleinen Cylinder und $\alpha = \frac{F(L + \sigma_2)}{f(l + \sigma_1)}$ das Verhältniß der Cylinderinhalte vorstellt, und hiernach ist auch die Wirkung des Dampfes gemäß den im vorigen Paragraph angeführten Regeln festzustellen. Man kann danach ein bestimmtes, durch die Verhältnisse als zweckmäßig gegebenes Expansionsverhältniß in sehr verschiedener Weise erreichen, indem man eine der beiden Größen α und β beliebig annimmt, und die andere der Bedingung $\varepsilon = \alpha \beta$ gemäß feststellt. Man kann daher in Betreff einer der beiden Größen, etwa hinsichtlich des Cylinderverhältnisses $\alpha = \frac{F(L + \sigma_2)}{f(l + \sigma_1)}$ noch eine gewisse Bedingung stellen. So hat man nach Grashof unter der Bedingung der kleinst möglichen Differenz zwischen dem größten und dem kleinsten Gesammtdrucke beider Kolben $\alpha = 0{,}85 \sqrt{\varepsilon}$ zu setzen. Ebenso giebt Werner dieses Verhältniß zu $\alpha = \sqrt{\varepsilon}$ unter der Bedingung an, daß die Beansprnchung der Haupttheile der Maschine möglichst klein werde. In Betreff dieser Untersuchungen muß auf die besonderen Werke und Veröffentlichungen über die Construction der Maschinen verwiesen werden. Häufig wählt man das Verhältniß der Cylinderräume $\frac{V}{v}$ zwischen 3 und 4 und die ganze Expansion ε zwischen 8 und 12.

Beispiel. Eine Woolf'sche Balanciermaschine habe einen Hochdruckcylinder von $d_1 = 0{,}4$ m Durchmesser und $l = 0{,}8$ m Hub, während der Hub des Expansionscylinders 1 m beträgt und das Volumenverhältniß der Cylinder gleich 3 ist. Welche Leistung ist von dieser Maschine bei einer Kesselspannung $p = 5$ kg pr. Quadratcentimeter und einer Füllung des Hochdruckcylinders $\frac{l_1}{l} = \frac{1}{3}$ zu erwarten, wenn die Maschine in jeder Minute 40 Umdrehungen macht?

Der Querschnitt des Hochdruckcylinders ist

$$f = \pi\, 0{,}2^2 = 0{,}1257\ \mathrm{qm} = 1257\ \mathrm{qcm},$$

und daher das Volumen

$$fl = 0{,}1257 \,.\, 0{,}8 = 0{,}10056\ \mathrm{cbm}.$$

Für den großen Cylinder hat man daher den Inhalt $FL = 3\, fl = 0{,}30168$ cbm und bei 1 m Hub den Querschnitt $F = 0{,}3017$ qm, entsprechend einem Durchmesser von $d_2 = 0{,}620$ m.

Nimmt man den schädlichen Raum für den Hochdruckcylinder zu $0{,}05\, fl$ und für den Expansionscylinder zu $0{,}04\, FL$ an, so ist das ganze Expansionsverhältniß durch

$$\varepsilon = \frac{1{,}04\, FL}{(0{,}333 + 0{,}05)\, fl} = \frac{1{,}04}{0{,}383} \cdot 3 = 8{,}146$$

gegeben. Setzt man daher eine Admissionsspannung

$$p_1 = 0{,}8\, p = 4\ \mathrm{kg}$$

voraus, so ist die Endexpansionsspannung

$$p_2 = \frac{p_1}{\varepsilon} = \frac{4}{8{,}146} = 0{,}49\ \mathrm{kg}.$$

Die Arbeit des Dampfes berechnet sich nun für einen einfachen Kolbenlauf, wenn angenommen wird, daß ein Spannungsabfall im Aufnehmer vermieden wird und unter Zugrundelegung des Mariotte'schen Gesetzes, wie folgt.

Die Volldruckarbeit ist:

$$L_v = f l_1 p_1 = 1257 \,.\, 0{,}333 \,.\, 0{,}8 \,.\, 4 = 1341\ \mathrm{mkg}.$$

Die Arbeit des Dampfvolumens $f \,.\, 0{,}383\, l$ bei der 8,146fachen Expansion:

$$L_e = f \,.\, 0{,}383\, l p_1\ log.\, nat.\ 8{,}146 = 1257 \,.\, 0{,}383 \,.\, 0{,}8 \,.\, 4 \,.\, 2{,}098 = 3232\ \mathrm{mkg}.$$

Die Arbeit des Gegendruckes auf die Fläche des großen Kolbens beträgt bei einer Condensatorspannung von 0,2 kg pr. Quadratcentimeter:

$$L_w = FLp_3 = 3017 \,.\, 1 \,.\, 0{,}2 = 603\ \mathrm{mkg}.$$

Daher ist die indicirte Leistung für einen Hub:

$$L_i = L_v + L_e - L_w = 1341 + 3232 - 603 = 3970\ \mathrm{mkg}.$$

Dies entspricht einer für den großen Kolben berechneten indicirten Durchschnittsspannung:

$$p_i = \frac{3970}{3017 \,.\, 1} = 1{,}32\ \mathrm{kg}.$$

Für 40 Umdrehungen der Maschine berechnet sich die indicirte Arbeit zu

$$N_i = \frac{2 \,.\, 40 \,.\, 3970}{60 \,.\, 75} = 70{,}6\ \text{Pferdekraft}$$

und unter Zugrundelegung eines Wirkungsgrades von $\eta = 0{,}75$ erhält man die Nutzleistung:

$$N_n = 0{,}75 \,.\, 70{,}6 = 52{,}95 = rot.\ 53\ \text{Pferdekraft},$$

entsprechend einem mittlern Nutzdrucke

$$p_n = 0{,}75\, p_i = 0{,}75 \,.\, 1{,}32 = 0{,}99\ \mathrm{kg}.$$

Wäre demnach die Aufgabe gestellt, eine Maschine zu entwerfen, welche unter denselben Verhältnissen und bei einer Geschwindigkeit des großen Kolbens von nur 1,2 m eine Leistung von 60 Pferdekraft äußert, so erhielte man den Querschnitt des Expansionscylinders aus $60 . 75 = F . 0{,}99 . 1{,}2$ zu $F = 3788$ qcm, entsprechend einem Durchmesser $D = 0{,}695$ m. Nimmt man auch hierfür den Hub der Kolben zu 1 m und beziehungsweise 0,8 m, so folgt der Querschnitt des Hochdruckcylinders aus:

$$fl = \frac{1}{3} FL \text{ zu } f = \frac{1}{3} \frac{3788 . 1}{0{,}8} = 1578 \text{ qcm},$$

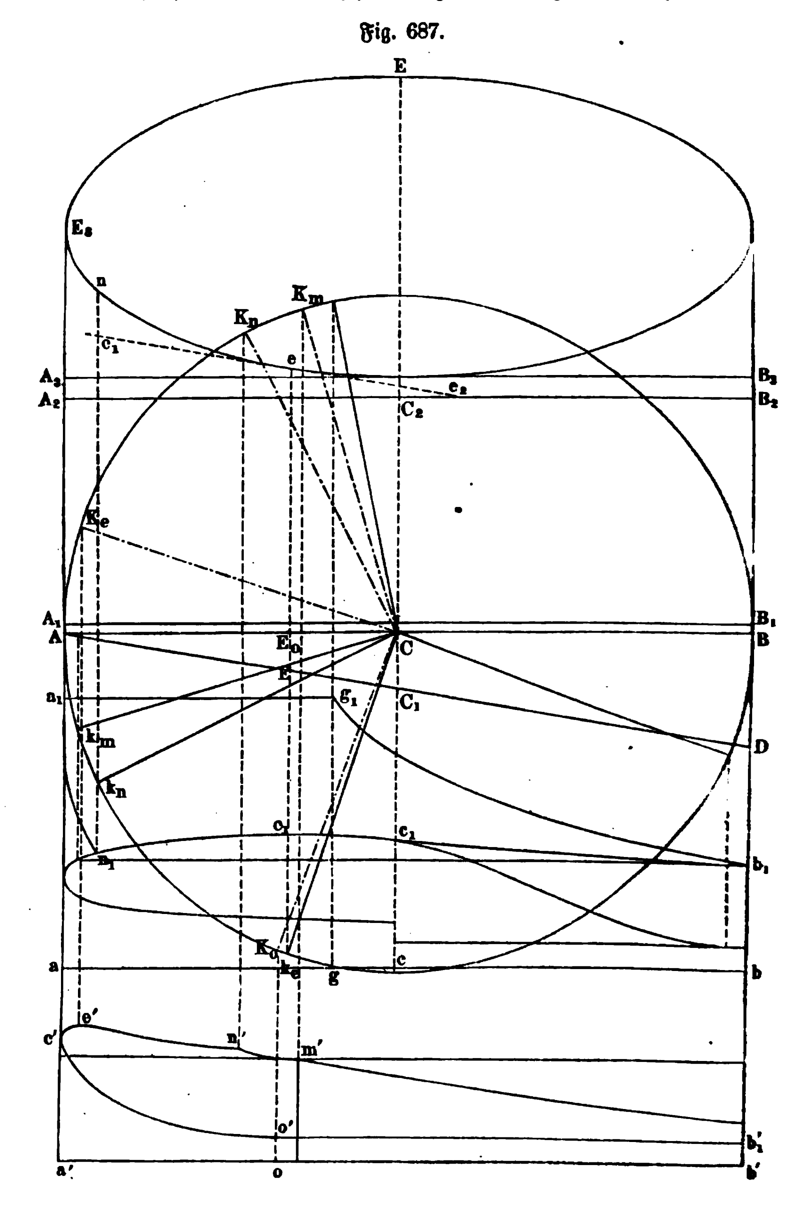
wozu ein Durchmesser von 0,448 m gehört. Die Anzahl der Umdrehungen wäre in diesem Falle $n = \frac{60 . 1{,}2}{2 . 1} = 36$. Die Ermittelung des Dampfverbrauchs dieser Maschine wird weiter unten vorgenommen werden.

Compoundmaschinen. Das Wesen der sogenannten Compound- §. 316.
maschinen ist bereits mehrfach als das von Zweicylindermaschinen mit gegen einander versetzten Kurbeln bezeichnet. Der Unterschied zwischen ihnen und den Woolf'schen Maschinen besteht daher nur in der veränderten Stellung der Kurbeln gegen einander und der dadurch herbeigeführten Veränderung in der relativen Bewegung der Kolben zu einander. Die Untersuchung dieser Maschinen stimmt demgemäß mit der im vorigen Paragraphen enthaltenen für Woolf'sche Maschinen wesentlich überein. Auch hier ist die Wirkung des Dampfes die gleiche wie die in einer eincylindrigen Maschine, deren Cylinder mit dem Niederdruckcylinder einerlei Rauminhalt hat, und in welcher der Dampf einer einmaligen Expansion ausgesetzt wird, übereinstimmend mit der gesammten Expansion in beiden Cylindern der Compoundmaschine.

Für die Untersuchung ist wieder in Fig. 687 (a. f. S.) das Diagramm, und zwar unter der Voraussetzung gezeichnet, daß die beiden Kurbeln wie bei einer Zwillingsmaschine um 90° gegen einander verstellt sind, wobei zu bemerken ist, daß die Untersuchung bei einem andern Kurbelverstellungswinkel, wie er neuerdings öfter gewählt wird, nicht wesentlich verschieden ausfällt. Es ist angenommen, daß die Kurbel des Niederdruckcylinders CK der des Hochdruckcylinders ck im Sinne der Bewegung um den rechten Winkel vorausgeht. Unter der Horizontalen AB sind wieder die von dem kleinen Kolben durchlaufenen Cylinderräume aufgetragen, wodurch die Gerade AD entsteht, deren Abstand BD in B das Volumen des Hochdruckcylinders bedeutet. Ebenso stellen $AA_1 = BB_1 = \sigma_1 f$ den schädlichen Raum des kleinen Cylinders, $A_2A_3 = B_2B_3 = \sigma_2 F$ den des großen Cylinders und $A_1A_2 = B_1B_2$ den Inhalt des Aufnehmers vor. Die von dem reducirten Kolben durchlaufenen Räume sind in diesem Falle durch die Ordinaten der Ellipse E vorgestellt, deren Zeichnung nach dem im vorigen Paragraphen Angeführten keine Schwierigkeiten macht. Wollte man hierbei auf die be-

schränkte Länge der Lenkerstange Rücksicht nehmen, so könnte man die Ordinaten mit Hülfe des Müller'schen Diagramms, Fig. 580, bestimmen.

Fig. 687.



Setzt man wieder voraus, daß der Dampf von der Admissionsspannung $p_1 = a a_1$ in den kleinen Cylinder während des Kolbenweges $l_1 = a g$ zugeführt wird, so ergiebt sich im Indicatordiagramm in gleicher Art wie für die Woolf'sche Maschine die Curve $g_1 b_1$ des kleinen Cylinders. Im todten Punkte B des kleinen Kolbens, wofür der große Kolben in der Wegmitte C steht, wird der kleine Cylinder mit dem Aufnehmer in Verbindung gebracht, in welchem der Voraussetzung nach zur Vermeidung des Spannungsabfalles die Spannung $p_2 = b b_1$ vorherrschen soll. Bei der weitern Bewegung der Kurbel kehrt der kleine Kolben um, wobei eine Compression des in dem Aufnehmer befindlichen Dampfes stattfindet, für welche die Ordinaten der Fläche $D B_2 C_2 C_1$ bestimmend sind. Dieser Volumenänderung entsprechend ist die Curve $b_1 c_1$ für die Spannungszunahme im Aufnehmer gezeichnet. Ist der kleine Kolben in der Mitte seines Weges in C angekommen, der große Kolben daher am Ende des Hubes in A angelangt, so wird die Verbindung des Aufnehmers mit dem schädlichen Raume des Niederdruckcylinders hergestellt, worin eine Spannung gleich derjenigen $p_3 = c c_1$ vorausgesetzt werden soll, welche in diesem Augenblicke in dem Aufnehmer vorherrscht, so daß eine Aenderung der Dampfspannung daselbst durch den Hinzutritt des schädlichen Raumes $\sigma_2 F$ nicht veranlaßt wird. Nunmehr tritt bei der weitern Bewegung der Dampf aus dem kleinen Cylinder durch den Aufnehmer hindurch in den großen Cylinder über. Hierbei findet zunächst noch eine Raumvergrößerung für den Dampf statt, indem anfänglich die Abnahme des kleinen Cylinders größer ausfällt, als der vom großen Kolben durchlaufene Raum ist. Diejenige Kolbenstellung, in welcher der übertretende Dampf den geringsten Raum einnimmt, findet sich, wie leicht ersichtlich ist, wenn man an die Ellipse E eine mit AD parallele Tangente $e_1 e_2$ zieht, der Berührungspunkt e giebt dann in seiner Projection E_0 den Stand des kleinen Kolbens an, in welchem die Aufnehmerspannung ihren größten Werth erreicht hat. Erst von dieser Stellung an, für welche die kleine Kurbel die Richtung $C k_e$ und die große diejenige $C K_e$ hat, stellt sich die Expansion ein, für welche die Spannungscurve entsprechend den Ordinaten der Fläche $E e n E_3 A E$ nach dem Mariotte'schen Gesetze in $e_1 n_1$ entworfen ist. Für den großen Cylinder ist das Indicatordiagramm über $a' b'$ gezeichnet, darin entspricht die Strecke $c' e' n'$ derjenigen $c_1 e_1 n_1$ im Diagramm des Hochdruckcylinders. Es erklärt sich aus dieser anfänglichen Zunahme der Spannung des Dampfes die gewölbte Gestalt, welche in dem Indicatordiagramm des Niederdruckcylinders die Spannungscurve bei e' annimmt.

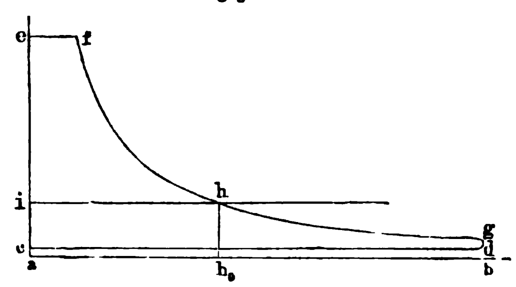
Wenn die kleine Kurbel in die Lage $C k_n$ gekommen ist, in welcher dem aus dem kleinen Cylinder austretenden Dampfe der Austritt verwehrt wird, also dort die Compression beginnt, so hat der Dampf im Aufnehmer nach der

Figur noch eine größere Spannung, als diejenige $p_2 = bb_1$ ist, die er der Voraussetzung gemäß in dem Augenblicke haben soll, in welchem er wiederum neuen Dampf aus dem Hochdruckcylinder empfängt. Es muß daher noch eine weitere Expansion aus dem Aufnehmer in den Niederdruckcylinder so lange stattfinden, bis die Spannung auf den verlangten Werth bb_1 gesunken ist. Hieraus ergiebt sich für den Niederdruckcylinder der Füllungsgrad, wenn man in dem Indicatordiagramme desselben die Expansionscurve $n'm'$ so weit fortsetzt, bis die Spannung in m' den Betrag $p_2 = bb_1$ erreicht hat. Diese Stellung entspricht den Kurbelstellungen ck_m und CK_m im kleinen und großen Cylinder. Der aus dem Niederdruckcylinder nach dem Condensator mit dessen Spannung $b'b'_1$ strömende Dampf muß von dem letztern wieder in einer solchen Kolbenstellung o abgesperrt werden, daß durch die hierauf folgende Compression die Spannung $a'c'$ am Ende des Kolbenlaufes denselben Betrag erlangt hat, welchen die Aufnehmerspannung cc_1 in dem Momente hat, wo der große Cylinder mit dem Aufnehmer in Verbindung gebracht wird, um den Spannungsabfall daselbst zu vermeiden. Für die Compression des Dampfes im Hochdruckcylinder gelten dieselben Betrachtungen, wie sie für die Woolf'schen Maschinen angestellt wurden, ebenso wie auch in Betreff der Verzeichnung des wirklichen Niederdruckdiagramms auf den vorhergehenden Paragraphen verwiesen werden kann. Wenn, wie dies meistens der Fall ist, die beiden Kolben gleichen Hub haben, also $L = l$ anzunehmen ist, wird der reducirte Kolben F_0 gleich dem großen Kolben F. Der hier gedachte Vorgang wiederholt sich natürlich in derselben Weise sowohl für die eine hier betrachtete, als auch für die entgegengesetzte Seite des kleinen Kolbens.

Man stellt wohl bei der Wahl des Cylinderverhältnisses die Bedingung, daß die Arbeit der beiden Kolben gleich groß werden soll. Wie diese Bedingung erfüllt werden kann, läßt sich ebenfalls aus einer graphischen Darstellung in sehr einfacher Art erkennen. Denkt man sich nämlich zu dem Ende die Expansion in einem einzigen Cylinder vorgenommen, welcher, wie schon erwähnt, mit dem Niederdruckcylinder gleichen Inhalt haben muß, und zeichnet man das der gesammten Expansion $\varepsilon = \alpha\beta$ entsprechende Diagramm in Fig. 688, so ist die von der Fläche $cefgdc$ dargestellte Arbeit gleich derjenigen der Zweicylindermaschine. Würde man sich vorstellen, daß ein Aufnehmer von sehr großem Rauminhalte angewendet würde, dessen Spannung wegen dieser Größe als constant zu betrachten wäre, so würde man die betrachtete Eincylindermaschine durch irgend eine Zweicylindermaschine ersetzen können, deren Indicatordiagramme man erhält, wenn man das Diagramm der Fig. 688 durch irgend eine horizontale Gerade ih in zwei Theile $iefhi$ und $cihgdc$ zerlegt. Es gilt dann $iefhi$ für den Hochdruckcylinder und $cihgdc$ für den Niederdruckcylinder. Wählt man daher die Theilungs-

linie ih so, daß diese beiden Flächen gleich groß ausfallen, welche die indicirte Arbeit der beiden Cylinder darstellen, so entsprechen diese Diagramme den Cylindern unter der gemachten Bedingung gleicher Arbeitsgröße. Man hat dann das Verhältniß der Cylinderräume durch $ah_0 : ab = \alpha$ gefunden.

Fig. 688.



Mit diesem Verhältnisse bestimmt sich dann wieder der Füllungsgrad β des Hochdruckcylinders für eine gesammte Expansion gleich ε zu $\beta = \frac{\varepsilon}{\alpha}$.

Das Verhältniß der Cylinderräume wählt man bei den Compoundmaschinen in den gewöhnlichen Fällen etwa zu 2 bis 3.

Beispiel. Es werde eine Zweicylindermaschine nach dem Compoundsysteme ohne Condensation gedacht, deren beide Kolben gleichen Hub von 0,8 m haben, und deren Cylinderinhalte sich wie 1 : 2 verhalten. Wenn der Hochdruckcylinder 0,4 m Durchmesser hat und zur Hälfte gefüllt wird, so soll die Arbeit ermittelt werden, welche von der Maschine bei 60 Umdrehungen in einer Minute und bei einer Kesselspannung $p = 6$ kg erwartet werden kann?

Der Querschnitt des kleinen Kolbens ist

$$f = \pi\, 0{,}2^2 = 0{,}1257 \text{ qm} = 1257 \text{ qcm},$$

daher derjenige des Expansionscylinders wegen des gleichen Hubes

$$F = 2f = 0{,}2514 \text{ qm} = 2514 \text{ qcm},$$

entsprechend einem Durchmesser $d_2 = 0{,}566$ m. Nimmt man, wie im Beispiele des vorigen Paragraphen, für die schädlichen Räume des kleinen und großen Cylinders $m_1 = 0{,}05$ und beziehungsweise $m_2 = 0{,}04$, so findet man das ganze Expansionsverhältniß wie dort zu

$$\varepsilon = \frac{1{,}04\, Fl}{(0{,}5 + 0{,}05)\, fl} = \frac{1{,}04 \,.\, 2}{0{,}55} = 3{,}782.$$

Unter Voraussetzung einer Admissionsspannung von $p_1 = 0{,}80 \,.\, p = 4{,}8$ kg folgt daher die Spannung des Dampfes am Ende der Expansion zu $p_2 = \frac{4{,}8}{3{,}782}$ $= 1{,}27$ kg. Ebenso ergiebt sich wie dort die Volldruckarbeit:

$$L_v = f p_1 l_1 = 1257 \,.\, 0{,}5 \,.\, 0{,}8 \,.\, 4{,}8 = 2413 \text{ mkg}$$

und die Arbeit während der Expansion:

$L_e = f \cdot 0{,}55\, l p_1 \cdot log.nat.\ 3{,}782 = 1257 \cdot 0{,}55 \cdot 0{,}8 \cdot 4{,}8 \cdot 1{,}330 = 3531,$

sowie die Arbeit des mit 1,2 kg pr. Quadratcentimeter in Rechnung zu stellenden Gegendruckes der Atmosphäre

$$L_w = F l p_3 = 2514 \cdot 0{,}8 \cdot 1{,}2 = 2413 \text{ mkg}.$$

Daher ist die Arbeit bei einem Kolbenhube

$$L_i = 2413 + 3531 - 2413 = 3531 \text{ mkg},$$

entsprechend einer indicirten Mittelspannung des großen Kolbens von

$$p_i = \frac{3531}{2514 \cdot 0{,}8} = 1{,}76 \text{ kg}.$$

Für 60 Umdrehungen folgt die indicirte Arbeit

$$N_i = \frac{2 \cdot 3531}{75} = 94{,}16 \text{ Pferdekraft},$$

und bei einem indicirten Wirkungsgrade von $\eta = 0{,}80$ ist die effective Leistung

$$N_n = 0{,}80 \cdot 94{,}16 = 75{,}3 = rot.\ 75 \text{ Pferdekraft},$$

entsprechend einem mittlern Nutzdrucke von

$$p_n = 0{,}8\, p_i = 0{,}8 \cdot 1{,}76 = 1{,}41 \text{ kg}.$$

Sollte auch hier die Maschine unter denselben Verhältnissen und Beibehaltung des Kolbenhubes 0,8 m und der Umdrehungszahl $n = 60$ eine Leistung von 60 Pferden äußern, so hätte man einfach die Cylinderquerschnitte in dem Verhältnisse $\frac{60}{75} = 0{,}8$ kleiner zu wählen, und erhielte dann

$$f = 0{,}8 \cdot 1257 = 1005{,}6 \text{ qcm},$$

also

$$d_1 = 0{,}358 \text{ m},$$

sowie

$$F = 0{,}8 \cdot 2514 = 2011 \text{ qcm},$$

wofür

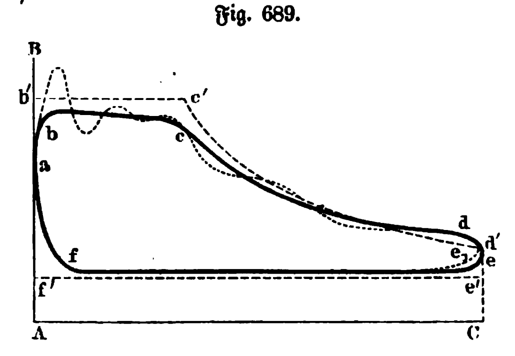
$$d_2 = 0{,}506 \text{ m}$$

folgt.

§. 317. **Indicatordiagramme.** Um die Leistung von Dampfmaschinen zu messen, bedient man sich vielfach des schon von Watt angegebenen und gebrauchten Indicators, dessen Einrichtung in §. 17 näher angegeben wurde. Die von dem Schreibstifte des Indicators während einer Kurbelumdrehung, also für einen Doppellauf des Kolbens, gezeichnete Curve *abcdef* in Fig. 689 giebt in der Größe des von ihr umschlossenen Flächenraumes ein Maß für die während dieser Bewegung von einer Seite des Kolbens verrichtete Arbeit. Man bestimmt zu dem Ende den Inhalt dieser Fläche entweder durch Rechnung vermittelst der Simpson'schen Regel oder durch Messung mit Hülfe eines Planimeters. Gesetzt, der Inhalt werde in dieser Weise gleich f qcm gefunden, und es stelle 1 cm der verticalen Ordinaten eine Dampfspannung gleich μ kg pr. Quadratcentimeter vor; es entspreche ferner 1 cm der horizontalen Abscissen einem Kolbenwege gleich λ m, so hat

man die gedachte durch die umschlossene Fläche dargestellte indicirte Arbeit zu $L_i = Ff\mu\lambda$ mkg anzunehmen, wenn F die Größe der Kolbenfläche in Quadratcentimetern bedeutet. Die in einer Minute geleistete Arbeit ist natürlich dann gleich $2\,nL_i = 2\,nFf\mu\lambda$, wenn n die Anzahl der in dieser Zeit gemachten Umdrehungen bezeichnet. Es ist ersichtlich, daß die so gefundene Arbeit, welche als die indicirte bezeichnet wird, auch dazu dient, neben den Nutzwiderständen der Maschine die in derselben auftretenden schädlichen Widerstände zu überwinden, so daß man die Nutzarbeit, wie schon in §. 314 angeführt worden, zu $L_n = \eta L_i = \eta Ff\mu\lambda$ erhält, unter η den indicirten Wirkungsgrad verstanden. Ueber die durchschnittlichen Werthe dieses Coefficienten η wurden ebenfalls bereits in §. 314 Mittheilungen gemacht.

Fig. 689.



Die Indicatordiagramme dienen nicht nur zur Bestimmung der von einer Maschine in einer gewissen Zeit geleisteten Arbeit, sondern vornehmlich auch zur Controlirung der Wirkungsweise der Maschine und des Zustandes ihrer Theile, namentlich der Steuerungsorgane. In welcher Weise in dieser Hinsicht aus den Diagrammen Schlüsse gezogen werden können, wird aus den folgenden Andeutungen ersichtlich werden.

Es ist zunächst klar, daß die Zuverlässigkeit der von dem Indicator gelieferten Diagramme wesentlich von dem guten Zustande des Instrumentes abhängt. Namentlich ist für einen möglichst dampfdichten Schluß des Indicatorkolbens Sorge zu tragen, ohne daß dadurch die Kolbenreibung beträchtlich werden darf. Eine Undichtigkeit des Indicatorkolbens bewirkt, daß die im Diagramme angezeigten Spannungen kleiner ausfallen, als sie in Wirklichkeit sind. Die Kolbenreibung dagegen, sowie alle der verticalen Verschiebung des Schreibstiftes entgegentretenden Widerstände bewirken zu kleine Angaben an den Stellen, wo die Dampfspannung einer Zunahme unterworfen und zu große da, wo dieselbe im Abnehmen begriffen ist. Ebenso ist dafür zu sorgen, daß die Horizontalverschiebung, d. h. die Umdrehung

des Papiercylinders immer genau proportional mit der Verschiebung des Dampfkolbens erfolgt. Diese Drehung wird mit Hülfe einer um die Rolle des Papiercylinders gelegten Schnur bewirkt, deren Ende mit einem Maschinentheile verbunden wird, dessen Bewegung in directem Zusammenhange mit der des Dampfkolbens steht. Bei Balanciermaschinen benutzt man hierzu den Balancier, während man bei direct wirkenden Maschinen in der Regel den Kreuzkopf unter Einschaltung eines geeigneten Hubreductionsmittels mit der Bewegung des Papiercylinders betraut. Hierbei ist es von Wichtigkeit, eine möglichst unausdehnsame Schnur zu verwenden, die unter dem Einflusse der von ihr zu übertragenden Zugkraft ihre Länge möglichst wenig ändert. Da nämlich diese Zugkraft wegen der Reibungswiderstände des Papiercylinders und der etwa erforderlichen Leitrollen für die Schnur während des Anzuges der Schnur durch die Maschine größer ausfällt, als während der Rückdrehung des Cylinders durch die Feder, so würde die Verschiedenheit der Ausdehnungen unter diesen verschiedenen Schnurspannungen als ein die Genauigkeit des Diagramms beeinträchtigender todter Gang sich herausstellen.

Ein Fehler, von welchem kaum jemals ein Indicator ganz frei ist, rührt von dem Beharrungsvermögen der mit dem Indicatorkolben und Schreibstifte in Verbindung stehenden Massen her, indem diese Massen bei einer schnellen Bewegung des Kölbchens nach der einen oder andern Seite die Veranlassung zu einer schwingenden Bewegung werden, deren Auftreten in der vom Schreibstifte gezeichneten Curve in Gestalt von mehr oder minder ausgedehnten kleinen Wellen gekennzeichnet wird. Diese Schwingungen treten namentlich an der Stelle der Einströmung bei *b* und während der Expansion in der Strecke *cd*, Fig. 689, auf, wo eine schnelle Aenderung der Spannung stattfindet. Als die maßgebende Indicatorcurve hat man dann eine mittlere Linie zwischen den einzelnen Wellenbergen und Thälern nach ungefährer Schätzung anzusehen, wie eine solche Linie stark gezeichnet in die Figur eingetragen ist. Diese Unregelmäßigkeiten fallen im Allgemeinen um so erheblicher aus, je größer die zu bewegenden Massen sind, und je empfindlicher das Instrument ist. Es wurde auch schon in §. 17 darauf hingewiesen, daß man bei der Construction verschiedener Indicatoren sein Augenmerk diesem Umstande zugewendet hat.

In einem guten Indicatordiagramme sind im Allgemeinen die verschiedenen Perioden der Dampfwirkung, wie sie der Rechnung in §. 314 zu Grunde gelegt wurden, mehr oder minder deutlich zu erkennen, doch zeigt das Diagramm in allen Fällen sehr bemerkliche Abweichungen von der idealen Gestalt, welche es der Theorie zufolge annehmen müßte und welche in der Figur durch die gestrichelte Linie angedeutet ist. Beim Beginn des Kolbenlaufes in *A* steigt die Curve fast immer genau vertical auf, und die Ecke

bei b fällt bei einer hinreichend großen Voröffnung fast scharf aus; nur wenn der Dampfcanal zu spät, etwa erst zu Beginn des Kolbenlaufes eröffnet wird, zeigt sich an dieser Stelle eine erhebliche Abrundung, davon herrührend, daß der Dampf beim Durchtritt durch die zu kleine Oeffnung einer bedeutenden Drosselung unterworfen wird. Die Spannung des Dampfes beim Eintritte in A ist immer erheblich geringer als die Kesselspannung, und zwar fällt der Unterschied um so größer aus, je enger und länger die Dampfzuleitungsröhren und je größer die Verluste in denselben durch Abkühlung und Drosselung sind. Man kann daher aus diesem Spannungsabfalle, wenn er zu groß ist, auf etwaige Mängel in der Dampfzuleitung schließen. Die obere Begrenzung bc der Spannungscurve, welche der Einströmung des Dampfes entspricht, fällt in der Regel nicht ganz horizontal aus, wie es einer vortheilhaften Wirkung entsprechen würde, sondern es zeigt diese Begrenzung meistens eine Neigung zum Abfallen, was dadurch zu erklären ist, daß die Geschwindigkeit des Dampfkolbens von dem todten Punkte aus fortwährend zunimmt, und daher eine constante Dampfspannung hinter dem Kolben nur möglich ist, wenn die Vergrößerung der Eintrittsöffnung gleichen Schritt mit der Geschwindigkeitsvermehrung des Dampfkolbens hält. Hiermit steht es denn auch in Beziehung, warum die Admissionslinie bc besonders bei großen Füllungen einen erheblichen Abfall zeigt, während für geringe Füllungen der Verlauf wegen der hierbei immer noch kleinen Kolbengeschwindigkeit günstiger ist.

Der Augenblick der Absperrung des Dampfes und damit der Beginn der Expansionswirkung ist in dem Diagramme fast niemals scharf gekennzeichnet, nur bei Präcisionssteuerungen ist dieser Punkt mit einiger Sicherheit anzugeben, während bei den schleichenden Steuerungen die Ecke c' des idealen Diagrammes wesentlich abgestumpft erscheint. Der Grund hiervon liegt in dem allmäligen Abschlusse der Einströmungsöffnung, in Folge deren sich schon vor vollständiger Absperrung des Dampfes eine Drosselung und Spannungsverminderung einstellt. Man bemerkt fast immer, daß die Curve, welche den Uebergang zwischen der Eintrittslinie bc und der eigentlichen Expansionsstrecke cd bildet, ihre Krümmungsrichtung ändert, indem sie anfänglich bei c ihre concave Seite nach unten kehrt, während sie in dem spätern Verlaufe concav nach oben ausfällt, wie es dem Charakter der Expansionslinien im Allgemeinen entspricht. Man pflegt daher für die Ermittelung des Augenblickes, in welchem der Abschluß des Dampfes als erfolgt anzunehmen ist, in der Regel denjenigen Punkt als bestimmend anzusehen, in welchem der gedachte Wechsel aus der concaven Krümmung der Curve in die convexe zu erkennen ist.

Was die Expansionslinie cd anbetrifft, so geht aus den zahlreichen in der neuern Zeit abgenommenen und untersuchten Indicatordiagrammen so

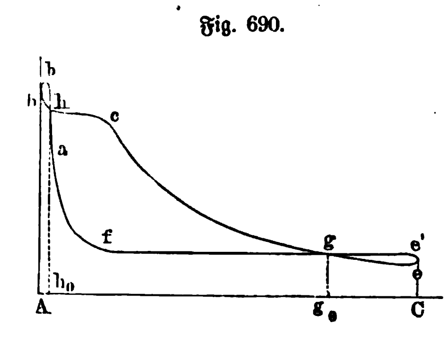
viel mit Sicherheit hervor, daß diese Curve wesentliche Abweichungen zeigt, sowohl von der **adiabatischen Curve**, wie sie in §. 238 untersucht wurde, als auch von der **Curve constanter Dampfmenge**, nach welcher, wie bemerkt worden, der Dampf der **Pambour**'schen Theorie zufolge expandiren müßte. Es ist bisher nicht gelungen, aus den untersuchten Diagrammen ein allgemeines Gesetz aufzufinden, dem der Dampf bei seiner Ausdehnung in den Dampfmaschinen folgt. Vielfach hat sich gezeigt, daß die Expansionscurve im Anfange der Expansion wesentlich unter die adiabatische Linie herabsinkt, besonders bei Maschinen ohne Dampfmantel, so daß man diese Erscheinung durch die Abgabe von Wärme seitens des Dampfes an die Cylinderwandung erklärt. Andererseits bemerkt man bei vielen Diagrammen, daß gegen Ende der Expansion ein merkliches Ansteigen der Curve gegen die adiabatische und zuweilen selbst über diese hinaus auftritt, und zwar um so mehr, je feuchter der in den Cylinder geführte Dampf ist. Man hat diese auffällige Erscheinung durch eine **Nachverdampfung** zu erklären gesucht, die sich gegen das Ende des Kolbenlaufes einstellt, wenn die Temperatur des Dampfes in Folge der Expansion wesentlich unter diejenige des Admissionsdampfes und des mitgeführten Wassers gesunken ist, in welchem Falle die in diesem Wasser vorhandene Flüssigkeitswärme zur Bildung neuen Dampfes zur Verfügung steht. Im Allgemeinen hat sich gezeigt, daß die Expansion des Dampfes in den Maschinen eine hinreichende Annäherung an die nach dem **Mariotte**'schen Gesetze erfolgende zeigt, und deshalb pflegt man auch meistens dieses Gesetz der Berechnung der Dampfmaschinen zu Grunde zu legen, wie im Vorstehenden gezeigt wurde.

Daß die vorzeitige Eröffnung des Austrittscanals gegen das Ende des Kolbenweges C eine Spannungsermäßigung und damit eine entsprechende Abrundung der Ecke d zur Folge haben muß, ist von selbst klar, und es fällt diese Abrundung und der damit in Verbindung stehende Arbeitsverlust um so größer aus, je früher die Voröffnung beginnt. Eine zu späte Eröffnung des Austrittes dagegen hat eine erhebliche Abrundung der untern Ecke e im Gefolge, wie die Punktirung e_1 andeutet. Beim Rückgange des Kolbens sinkt die Spannungslinie ef niemals bis zu der Spannung der Atmosphäre oder beziehungsweise des Condensators herab, und zwar wegen des Widerstandes, den der austretende Dampf in den Austrittscanälen findet. Eine den Gegendruck wesentlich übersteigende Spannung des Dampfes in der Rückgangslinie des Diagrammes, wie sie namentlich bei schnell gehenden Maschinen sich leicht bemerklich macht, deutet daher auf eine ungenügende Weite der Austrittscanäle.

Die durch den vorzeitigen Abschluß des Austrittscanals eingeleitete Compression des Dampfes vor dem Kolben zeigt sich durch die Abstumpfung der Ecke f' des idealen Diagrammes und es erhebt sich diese Curve von dem

Punkte *a* an, in welchem die Voröffnung für den Eintritt erfolgt, fast genau vertical, was ohne weiteres erklärlich ist. Der Einfluß von undichtem Schlusse des Dampfkolbens macht sich im Diagramme durch eine unverhältnißmäßige Senkung der obern Linie *bcd* und Erhebung der untern *ef* bemerklich, und einen gleichen Einfluß hat die Undichtheit des Schiebers auf das Diagramm. Es können diese Mängel aber nach dem Vorbemerkten auch in den zu geringen Weiten der Dampfcanäle ihre Ursache haben. Nimmt man Indicatordiagramme zu beiden Seiten des Kolbens ab und findet eine Verschiedenheit derselben, so wird man daraus auf die nicht symmetrische Wirkung des Schiebers zu schließen haben, welche ihren Grund etwa in einem ungleichen linearen Voreilen des Schiebers haben kann, eine vollkommene Uebereinstimmung kann übrigens auch deshalb nicht stattfinden, weil die Bewegung des Dampfkolbens wegen der beschränkten Länge der Lenkerstange für den Hin- und Hergang verschieden ist.

Fig. 690.



Es ist leicht ersichtlich, daß jede Abweichung des Indicatordiagrammes von dem idealen, durch welches der von dem letztern umschlossene Flächenraum verkleinert wird, einen entsprechenden Arbeitsverlust bedeutet, da die von dem Diagramme umschlossene Fläche das Maß der indicirten Arbeit vorstellt. Unter gewissen abnormen Verhältnissen erscheint die Indicatorcurve mit eigenthümlichen Schleifen am Anfange und Ende versehen, wie Fig. 690 erkennen läßt. Dies ist dann der Fall bei *b*, wenn die Compression des Dampfes höher als bis zu der Admissionsspannung *Ab'* geführt wird, und gegen Ende des Kolbenlaufes, wenn man mit der Expansion bis unter den Druck *Ce'* des Condensators oder der Atmosphäre heruntergeht. In beiden Fällen ist während der zugehörigen Kolbenwege $h_0 A$ und $g_0 C$ der Widerstand größer als der treibende Druck, und daraus geht hervor, daß man zur Bestimmung der geleisteten Arbeit nur diejenige Fläche in Rechnung stellen darf, welche übrig bleibt, sobald man von dem Inhalte von *fahcgf* die von den Schleifen *hbb'* und *gee'* umschlossenen Flächenräume abzieht. Solche Schleifen sind daher als erhebliche Mängel der Maschine zu betrachten.

Das in gewöhnlicher Weise von dem Indicator beschriebene Diagramm gilt in der obern Begrenzung für den Hingang und in der untern Linie für den Rückgang nur für die eine Seite des Kolbens, daher geben die Ordinaten

der umschlossenen Fläche nicht den Ueberdruck oder Unterschied der Pressungen auf die entgegengesetzten Kolbenseiten an. Will man diesen treibenden Druck ermitteln, so hat man die für die beiden Seiten des Kolbens abgenommenen

Fig. 691.

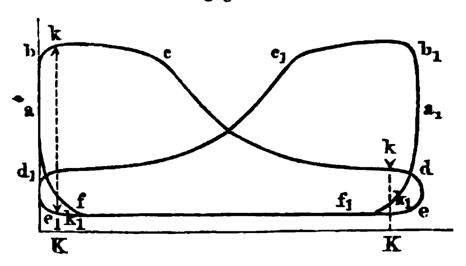
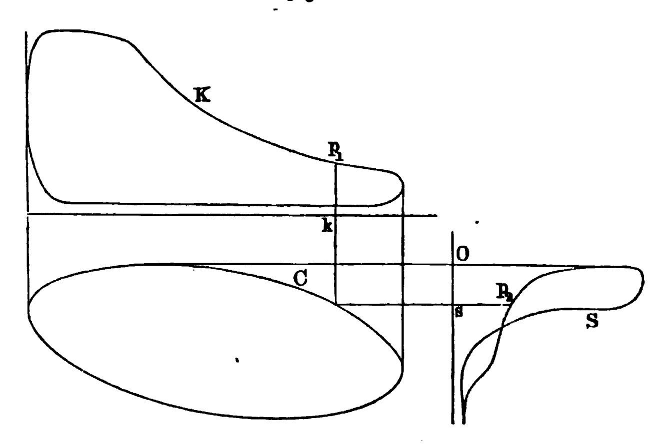


Diagramme über einander zu zeichnen, Fig. 691, dann erhält man für jede Kolbenstellung K das Maß für den Ueberdruck in derjenigen Ordinate kk_1, welches zwischen der obern Linie bcd der linken und der untern Linie $a_1 f_1 e_1$ der rechten Kolbenseite enthalten ist. Bei Anwendung des in Fig. 47 angegebenen Doppelindicators von Schäffer und Budenberg erhält man direct in dem Diagramme die Größe des Ueberdruckes.

Fig. 692.



Das vorbesprochene Diagramm heißt das Kolbendiagramm, weil es für jede Stellung des Kolbens die im Cylinder herrschende Dampfspannung angiebt. Man kann auch das Diagramm von dem Indicator so zeichnen lassen, daß es die Spannung im Cylinder für jede Stellung des Schiebers erkennen läßt. Zu dem Zwecke hat man nur nöthig, die Bewegung des Papierstreifens anstatt von der Kolbenstange von derjenigen des Steuerungsschiebers

zu bewirken. Auch kann man den Indicator dazu verwenden, ein Diagramm so zu zeichnen, daß die Bewegung des Papierstreifens durch die Kolbenstange, dagegen die des Schreibstiftes durch die Schieberstange erfolgt. Hierbei zeichnet der Stift eine ellipsenähnliche Curve C, Fig. 692, auf. In dieser Figur stellt K das Kolben-, S das Schieberdiagramm und C das letztgedachte combinirte Diagramm vor. Man kann diese drei Diagramme zur genauern Bestimmung der einzelnen Kolbenstellungen verwenden, welche aus dem Kolbendiagramme allein in der Nähe der todten Punkte nicht mit der gehörigen Schärfe zu ermitteln sind. Es ist nämlich aus der Entstehung dieser Zeichnungen ersichtlich, daß für irgend eine Kolbenstellung k der Schieberweg durch Os dargestellt wird, und bei richtiger Angabe des Indicators muß die dem Kolbendiagramme entnommene Spannung kp_1 mit der zugehörigen sp_2 des Schieberdiagrammes übereinstimmen.

Aus dem Vorstehenden ist ersichtlich, wie der Indicator als ein Mittel zur Prüfung der Dampfmaschinen gebraucht werden kann. Eine ausführliche Behandlung findet dieser Gegenstand in dem Werke von Völckers, „Der Indicator“.

Dampfmenge. Die zum Betriebe einer bestimmten Dampfmaschine unter gegebenen Verhältnissen erforderliche Dampfmenge D bestimmt sich wie folgt. Der bei jedem einfachen Hube des Kolbens vom Querschnitte F in dem Dampfcylinder zur Wirkung kommende Dampf hat das Volumen §. 318.

$F(\sigma + \varphi l)$, wenn l die Länge des Hubes, $\varphi = \frac{l_1}{l}$ das Füllungsverhältniß

und σF den schädlichen Raum bedeutet. Dieser Dampf hat die Admissionsspannung p_1 und das Gewicht $F(\sigma + \varphi l)\gamma$, wenn γ das zu dieser Spannung gehörige, aus der Tabelle in §. 235 zu entnehmende specifische Gewicht des gesättigten Dampfes vorstellt und angenommen wird, daß mechanisch beigemengtes Wasser darin nicht enthalten sei. Ein bestimmter Theil dieses Dampfes ist schon in dem Cylinder vorhanden, bevor die Einströmung frischen Kesseldampfes erfolgt, nämlich die vom vorhergehenden Kolbenlaufe in dem Cylinder zurückbleibende und einer Compression unterliegende Dampfmenge. Das Gewicht derselben drückt sich entsprechend durch $F(\sigma + l - l_3)\gamma_1$ aus, wenn $l - l_3$ den Weg bedeutet, welchen der Kolben im Augenblicke des Verschlusses der Austrittsöffnung noch bis zum todten Punkte zurückzulegen hat, und γ_1 das specifische Gewicht des abgehenden Dampfes vorstellt. Diese zurückbleibende Dampfmenge hat bei den gewöhnlichen stehenden Maschinen meist nur ein sehr geringes Gewicht, weshalb man dasselbe hier vernachlässigen darf; nur bei den mit Coulissensteuerungen versehenen Maschinen fällt die zurückbleibende Dampfmenge wegen der stärkern Compression merklich aus. Macht die Maschine in der

Minute n Umdrehungen, so beziffert sich diese aus dem Kessel pr. Stunde zuzuführende Dampfmenge daher zu

$$D_n = 60.2nF[(\sigma + \varphi l)\gamma - (\sigma + l - l_3)\gamma_1]$$
$$= 3600\,Fv\left[\left(\frac{\sigma}{l} + \varphi\right)\gamma - \left(\frac{\sigma}{l} + 1 - \frac{l_3}{l}\right)\gamma_1\right],$$

unter $v = \frac{2nl}{60}$ die mittlere Kolbengeschwindigkeit verstanden.

Die Erfahrung zeigt nun aber, daß das wirklich aus dem Kessel zuzuführende Dampfquantum viel größer ist, als das durch diese Rechnung sich ergebende D_n, welches als die nutzbare Dampfmenge bezeichnet werden kann, wie man aus der Menge des erforderlichen Speisewassers und bei Condensationsmaschinen aus der Erwärmung des in den Condensator eingespritzten Wassers erkennt. Man hat diesen größern Dampfverbrauch den Verlusten an Wärme und Dampf zuzuschreiben, welche durch die Abkühlung des Dampfes in dem Cylinder und durch die Undichtigkeit des Kolbens, Schiebers 2c. entstehen. Da die Abkühlung der Cylinderwand nach außen hin im Allgemeinen einen verhältnißmäßig nur kleinen Betrag vorstellt, der bei einigermaßen guter Umhüllung des Cylinders mit schlechten Wärmeleitern meistens kaum einige Procente des oben berechneten Quantums beträgt, so hat man lange Zeit den bedeutenden Verlust, welcher beobachtet wird, den Undichtigkeiten zugeschrieben. Da nun aber bei guter Ausführung der Maschinen der dichte Abschluß in vorzüglicher Art erreicht werden kann, so muß der größte Antheil an dem zuweilen bis zu 40 Proc. und höher steigenden Verluste einer andern Ursache zugeschrieben werden. Nach den in neuerer Zeit mehrfach angestellten calorimetrischen Versuchen darf es als zweifellos angesehen werden, daß der gedachte Verlust hauptsächlich durch den Wärmeaustausch herbeigeführt wird, wie er stetig zwischen den Cylinderwandungen und dem Dampfe stattfinden muß. Indem nämlich die Cylinderwand abwechselnd mit dem heißen, aus dem Kessel zugeführten Eintrittsdampfe und mit dem durch die Expansion abgekühlten Austrittsdampfe in Berührung kommt, wird dieselbe eine gewisse mittlere Temperatur annehmen, in Folge deren sie zu Anfang jedes Hubes dem heißen Eintrittsdampfe lebhaft Wärme entzieht, welche sie zum geringeren Theile an den expandirten unter ihre Temperatur abgekühlten treibenden Dampf, zum größten Theile aber dem Ausblasedampfe wieder abgiebt. Daß die letztere, an den Abdampf übertragene Wärme für die Arbeitsleistung der Maschine verloren geht, ist von selbst klar; daß aber auch mit der Uebertragung der Wärme von dem heißern Eintrittsdampfe an den kältern Expansionsdampf ein namhafter Verlust an Nutzleistung verbunden sein muß, folgt leicht aus den Betrachtungen, welche in §. 227 über den mit jedem Wärmeübergange verbundenen Verlust

angestellt wurden. Die Wirkung der Dampfmäntel ist daher nicht sowohl in einer Verminderung der Abkühlung der Cylinderwandung durch Strahlung und Leitung zu suchen, als vielmehr darin, daß durch eine solche Ummantelung die mittlere Temperatur der Cylinderwand höher erhalten und dadurch der gedachte Wärmeaustausch eingeschränkt wird.

Eine Feststellung der gedachten Verluste an Wärme durch die Rechnung ist bisher noch nicht gelungen, und man muß sich daher damit begnügen, diese Verluste durch angefähre Schätzung in Rechnung zu bringen. Demgemäß sind von verschiedenen Autoren empirische Regeln angegeben, nach denen mit Rücksicht auf die darüber vorliegenden Erfahrungen dieser Verlust annähernd zu bestimmen ist. Eine solche Formel ist z. B. von Völckers angegeben, welcher, noch von der Ansicht ausgehend, daß die Durchlässigkeit des Kolbens auf den Verlust am einflußreichsten sei, diesen letztern proportional mit dem Ueberdrucke der mittlern Pressung p_m hinter dem Kolben über die mittlere Spannung q_m vor dem letztern und ebenfalls proportional mit dem Durchmesser des Kolbens oder dessen Umfange annimmt, an dem das Hindurchtreten des Dampfes stattfindet. Mit Rücksicht auf eine Reihe von Versuchen giebt Völckers daher die Formel für den Dampfverlust D_1 in Pfunden pr. Secunde bei einem Kolbendurchmesser von d Fußen, wenn die Spannungen p_m und q_m in Pfunden für den Quadratzoll gerechnet werden:

$$D_1 = 0,0227\, d \sqrt{p_m - q_m}.$$

Bei Woolf'schen Maschinen ist unter d der Durchmesser des Hochdruckcylinders verstanden, ebenso wie auch p_m und q_m sich auf diesen beziehen. Für metrisches Maß, und zwar, wenn d in Centimetern, D in Kilogrammen und die Spannung in Kilogrammen pr. Quadratcentimeter gerechnet wird, schreibt sich diese Formel:

$$D_1 = 0,00133\, d \sqrt{p_i}.$$

Mit Recht macht Hrabak darauf aufmerksam, daß diese Formel den Verlust für sehr kleine Maschinen übertrieben groß, dagegen für sehr große Maschinen übertrieben klein angiebt. Es beziffert sich demgemäß z. B. der Dampfverlust stündlich für eine Maschine von 2 bis 3 Pferdekraft zu 30 bis 40 kg pr. Pferdekraft, während danach dieser Verlust für eine Maschine von 1000 Pferdekraft weniger als 1 kg pr. Pferd und Stunde betragen soll. Dagegen betrachtet Hrabak den ganzen in der Maschine auftretenden Dampfverlust D_1 als aus zwei Theilen D' und D'' bestehend, von denen der erstere D', aus der Abkühlung innerhalb des Cylinders entspringend, als Abkühlungsverlust bezeichnet wird, während er den andern von Undichtigkeiten herrührenden Antheil D'' den Dampflässigkeitsverlust nennt. Für diese beiden Verluste sind untenstehend die von Hrabak dafür

angegebenen Formeln angeführt, welche zu Resultaten führen, die mit denen der Erfahrung eine befriedigende Uebereinstimmung zeigen.

Hiernach kann man den Abkühlungsverlust in Kilogrammen pr. Stunde und indicirte Pferdekraft je nach der mehr oder minder großen Vollkommenheit der Maschine zu

$$D' = 370 \text{ bis } 460\, d\,(d + l)\,(p_1 - p_3)\left(\frac{l_1}{l} + m\right)$$

für Eincylindermaschinen und

$$D' = 300 \text{ bis } 400\, d\,(d + l)\,(p_1 - p_3)\left(\frac{l_1}{l} + \frac{v}{V}\, m\right)$$

für Zweicylindermaschinen annehmen, wenn d, l, l_1, σ, p_1 und p_3 die bisherige Bedeutung haben (p_1 mittlere Admissionsspannung und p_3 mittlere Emissionsspannung).

Für Woolf'sche Maschinen gilt p_1 für den Hochdruckcylinder, v und V sind die Cylindervolumen, und $\frac{l_1}{l}$ ist das der gesammten Expansion entsprechende Füllungsverhältniß; die übrigen Größen d, l und m sind zu beziehen auf den Expansionscylinder. In gleicher Weise gelten für den Dampfflässigkeitsverlust pr. indicirte Pferdekraft und Stunde, wenn v die mittlere Kolbengeschwindigkeit ist, die Formeln:

$$D'' = \frac{17{,}6}{\sqrt{N_i\,.\,v}} + \frac{1}{v} \text{ für Eincylindermaschinen}$$

und

$$D'' = \frac{12{,}3}{\sqrt{N_i\,.\,v}} + \frac{0{,}7}{v} \text{ für Zweicylindermaschinen,}$$

mit der Maßgabe, daß man bei exact ausgeführten und in Stand gehaltenen Maschinen diesen Antheil D'' des Verlustes auf die Hälfte und darunter soll herabmindern können, während derselbe bei sichtlicher Dampfflässigkeit auch das Doppelte und mehr betragen kann.

Hiernach erhält man den ganzen Dampfverbrauch der Maschine zu $D = D_n + D' + D''$. Außerdem hat man den Verlust in der Dampfzuleitung und durch das aus dem Kessel mechanisch mitgeführte Wasser noch zu schätzen, wofür man nach derselben Quelle je nach den Umständen zwischen 4 und 10 Proc. des für D erhaltenen Betrages in Rechnung stellen kann.

In einfacherer Weise bestimmt v. Reiche den Verlust, indem er den wirklichen Dampfverbrauch, je nachdem der Cylinder mit einem Dampfmantel versehen ist oder nicht, um 10 und beziehungsweise um 17 Proc. größer annimmt als die Dampfmenge, welche zur Anfüllung des Cylinders ohne

Berücksichtigung des zurückbleibenden Compressionsdampfes erforderlich ist. Hiernach bestimmt sich der ganze Dampfverbrauch der Maschine stündlich zu:

$$D = 0{,}40\, \gamma v f \frac{l_1 + \sigma}{l} \text{ für geheizte Cylinder}$$

und

$$D = 0{,}42\, \gamma v f \frac{l_1 + \sigma}{l} \text{ für nicht geheizte Cylinder.}$$

Diese Formeln geben im Allgemeinen beträchtlich kleinere Dampfmengen als die vorhergehenden Angaben von Hrabak, so daß für Entwürfe die Bestimmung nach den letzteren eine größere Gewähr für die Erzielung der vorgesetzten Leistung bieten wird.

Die in der vorstehend angegebenen Weise bestimmte Dampfmenge D ist maßgebend für die Anlage des Dampfkessels sowohl, wie für die Abmessungen der Speisepumpe und bei Condensationsmaschinen für die Menge des Einspritzwassers, sowie für die Größe der Luftpumpe, in welcher Beziehung auf das in Cap. 2 über Dampfkessel, in §. 307 bis 308 über die Condensation und in Thl. III, 2 über Pumpen Gesagte hier verwiesen werden kann. Auch die erforderliche Brennmaterialmenge K ist nach den in §. 264 darüber gemachten Angaben direct durch den Dampfverbrauch bestimmt, und man kann nach Ermittelung desselben die Größe $\frac{K}{N_i}$ bestimmen, d. h. die für eine (indicirte) Pferdekraft stündlich nöthige Brennmaterialmenge, welche häufig als ein Maß für die verhältnißmäßige Güte einer Dampfmaschine angesehen wird. Wegen der großen Verschiedenheit des Brennmaterials und der Art der Befeuerung muß es indessen zweckmäßiger erscheinen, zum Maßstabe für die Güte einer Maschine nicht sowohl die Menge des Brennmaterials als vielmehr diejenige des zu verdampfenden Wassers zu wählen, die jede Pferdekraft stündlich erfordert. Man pflegt denn auch in der neuern Zeit meistens von diesem Gesichtspunkte auszugehen.

Diese für je eine Pferdekraft stündlich nöthige Dampfmenge fällt begreiflicher Weise sehr verschieden aus je nach der Art der Ausführung, und insbesondere nach der Art des Systems der Maschine, ob diese mit oder ohne Condensation arbeitet, ob die Expansion eine größere oder geringere ist u. s. w. Hiernach geht die stündlich pr. indicirte Pferdekraft erforderliche Dampfmenge bei den größten und vollkommensten Maschinen wohl bis auf 8 kg herab, während sie unter Umständen auf das Doppelte und sogar Dreifache dieses Betrages steigen kann. (Näheres siehe in den Tabellen von Hrabak.)

Beispiel. Für die in §. 315 berechnete Woolf'sche Dampfmaschine bestimmt sich der Dampfverbrauch unter Vernachlässigung der durch die Compression zurückgehaltenen Dampfmenge wie folgt. Der nutzbare Dampfverbrauch pr. Stunde

ergiebt sich für den Querschnitt $f = 0{,}1578$ qm des Hochdruckcylinders, die Füllung $(0{,}333 + 0{,}05)\ 0{,}8 = 0{,}306$ m und bei dem specifischen Gewichte $\gamma = 2{,}2303$ des Admissionsdampfes von 4 kg Spannung (s. §. 235), sowie bei 36 Umdrehungen zu:

$$D_n = 60 \,.\, 72 \,.\, 0{,}1578 \,.\, 0{,}306 \,.\, 2{,}2303 = 465 \text{ kg}.$$

Ferner ist der Abkühlungsverlust pr. Stunde

$$D' = 350\, d_1\, (d_1 + L)\, (p_1 - p_3) \left(\frac{1}{\varepsilon} + \frac{fl}{FL}\, m\right)$$

$$= 350 \,.\, 0{,}695\, (0{,}695 + 1)\, (4 - 0{,}2) \left(\frac{1}{8{,}146} + \frac{1}{3}\, 0{,}04\right) = 213 \text{ kg}$$

und der Dampfflüssigkeitsverlust für eine indicirte Leistung von $\frac{60}{0{,}75} = 80$ Pferdekräften und eine Geschwindigkeit $v = 1{,}2$ m:

$$D'' = 80 \left(\frac{12{,}3}{\sqrt{N_i v}} + \frac{0{,}7}{v}\right) = 80 \left(\frac{12{,}3}{9{,}798} + \frac{0{,}7}{1{,}2}\right) = 147 \text{ kg}.$$

Rechnet man noch für Verluste in der Dampfzuleitung &c. 5 Proc. hinzu, so erhält man den gesammten Dampfverbrauch dieser Maschine stündlich zu

$$D = 1{,}05\, (465 + 213 + 147) = 866 \text{ kg}.$$

Dies beträgt daher für jede effective Pferdekraft

$$\frac{866}{60} = 14{,}45 \text{ kg Dampf}.$$

Unter Annahme eines mäßig geschonten Kessels würde dazu nach der Tabelle in §. 264 für jede effective Pferdekraft eine Kohlenmenge von $\frac{14{,}45}{8} = 1{,}8$ kg stündlich, und eine Kesselheizfläche von $\frac{14{,}45}{16{,}66} = 0{,}867$ qm erforderlich sein, so daß für die betrachtete Maschine von 60 Pferdekräften eine Kesselanlage mit $60 \,.\, 0{,}867 = 52$ qm Heizfläche anzuordnen wäre.

§. 319. **Verschiedene Dampfmaschinen-Theorien.** Die Wirkung des Dampfes in den Dampfmaschinen ist in dem Vorhergehenden immer unter Zugrundelegung des Mariotte'schen Gesetzes berechnet worden, und es ist schon bemerkt, daß eine solche Bestimmung zu Resultaten führt, welche mit denen der Erfahrung genügend genau übereinstimmen; es sollen daher die sonst noch aufgestellten Theorien der Dampfmaschinen nur kurz besprochen werden.

Anstatt des Mariotte'schen Gesetzes hat man zuweilen für die Berechnung der Expansionswirkung eine andere Beziehung zwischen der Spannung p und dem Volumen v zu Grunde gelegt, welche durch die Gleichung $p v^{\mu} = Const.$ ausgedrückt wird. Hierin bedeutet μ einen Coefficienten, welcher nach den in §. 239 gemachten Angaben von verschiedenen Autoren zwischen 1,11 und 1,14 angegeben wird. Denkt man sich wieder eine Dampfmenge vom Volumen $F(\sigma + l_1) = v_1$ und der absoluten Span-

nung p_1 in dem Cylinder zur Wirkung gebracht, so ist zunächst die Volldruckarbeit wie bisher durch $L_1 = F p_1 l_1$ gegeben.

Zur Bestimmung der Expansionsarbeit denke man sich den Kolben in einer beliebigen Stellung im Abstande x von dem todten Punkte, in welcher Stellung die zugehörige Spannung mit p bezeichnet werde. Bei einer unendlich kleinen Bewegung des Kolbens um die Länge ∂x verrichtet der Dampf eine elementare Arbeit gleich

$$\partial L_2 = F p \partial x = F p_1 \left(\frac{\sigma + l_1}{\sigma + x}\right)^{\mu} \partial x;$$

da

$$p (\sigma + x)^{\mu} = p_1 (\sigma + l_1)^{\mu}$$

ist. Durch Integration dieses Ausdruckes zwischen den Grenzen $x = l$ und $x = l_1$ erhält man die ganze Expansionswirkung zu

$$L_2 = F p_1 (\sigma + l_1)^{\mu} \int_{l_1}^{l} \frac{\partial x}{(\sigma + x)^{\mu}} = F p_1 (\sigma + l_1)^{\mu} \frac{(\sigma + l)^{1-\mu} - (\sigma + l_1)^{1-\mu}}{1 - \mu}$$

$$= \frac{F p_1 (\sigma + l_1)^{\mu}}{\mu - 1} \left[\frac{1}{(\sigma + l_1)^{\mu - 1}} - \frac{1}{(\sigma + l)^{\mu - 1}}\right].$$

Der Gegendruck p_0 auf die Vorderfläche des Kolbens hat während des ganzen Kolbenweges die Arbeit $W = f p_0 l$ aufgezehrt, so daß die von dem Dampfe geleistete Arbeit zu:

$$L = L_1 + L_2 - W$$

$$= F p_1 l_1 + \frac{F p_1 (\sigma + l_1)^{\mu}}{\mu - 1} \left[\frac{1}{(\sigma + l_1)^{\mu - 1}} - \frac{1}{(\sigma + l)^{\mu - 1}}\right] - F p_0 l$$

gefunden wird. Diese Arbeit ist für n Umdrehungen der Maschine in der Minute mit $\frac{2n}{60 . 75}$ zu multipliciren, um N_i zu erhalten, und im Uebrigen ist die Rechnung nicht verschieden von der oben angegebenen. Man pflegt zuweilen das hier angeführte Gesetz $p v^{\mu} = Const.$ der Berechnung der Compression zu Grunde zu legen, auch wenn für die Expansion des Dampfes das Mariotte'sche Gesetz angenommen wird. In diesem Falle kann man den Coefficienten μ nach Hrabak annehmen zu:

$\mu = 1$ für Auspuffmaschinen ohne Dampfhemd,
$\mu = 0{,}9$ „ Condensationsmaschinen ohne Dampfhemd,
$\mu = 1{,}1$ „ Maschinen mit Dampfhemd,
$\mu = 1{,}2$ „ „ „ „ und möglichst trockenem Dampfe.

Die Theorie von Pambour geht von der Voraussetzung aus, daß der in den Cylinder geführte gesättigte Wasserdampf auch während der

Expansion in unveränderter Menge als gesättigter Dampf enthalten ist, und legt der Bestimmung der Spannung für irgend ein specifisches Volumen s die Näherungsgleichung von Navier:

$$s = \frac{a}{b + p},$$

zu Grunde, worin a und b gewisse empirisch festgestellte Zahlen sind, die für niedere oder höhere Spannungen p verschiedene Werthe haben. So soll man setzen:

für niedere Spannungen: $p < 3{,}5$ Atm., $m = 1935$, $n = 0{,}1161$,
„ höhere Spannungen: $p > 3{,}5$ Atm., $m = 27284$, $n = 1{,}637$,

wenn p in Atmosphären ausgedrückt ist und unter dem specifischen Volumen s das Volumen von 1 kg Dampf verstanden wird. Unter Annahme dieses Gesetzes berechnet sich die Expansionsarbeit wie folgt:

Ist in den Cylinder vom Querschnitte F wieder während der Bewegung des Kolbens um l_1 eine Dampfmenge eingeführt, die mit Rücksicht auf den schädlichen Raum das Volumen $F(\sigma + l_1)$ hat, so nimmt dieser Dampf in einer beliebigen Entfernung des Kolbens x vom todten Punkte das neue Volumen $F(\sigma + x)$ ein. Man hat daher für die beiden Zustände des Dampfes das Verhältniß der specifischen Volumen:

$$\frac{s_1}{s} = \frac{\sigma + l_1}{\sigma + x} = \frac{b + p}{b + p_1},$$

woraus die Spannung p für den betrachteten Kolbenstand zu

$$p = (b + p_1)\frac{\sigma + l_1}{\sigma + x} - b$$

folgt. Während der unendlich kleinen Bewegung um ∂x des Kolbens wird daher die Arbeit

$$\partial L_2 = Fp\partial x = F(b + p_1)\frac{\sigma + l_1}{\sigma + x}\partial x - Fbdx$$

geleistet, so daß die ganze Expansionsarbeit während des Kolbenweges $l - l_1$ sich durch Integration zu

$$L_2 = F(b + p_1)(\sigma + l_1)\, log.\, nat.\, \frac{\sigma + l}{\sigma + l_1} - Fb(l - l_1)$$

ergiebt. Die Leistung während der Volldruckperiode bestimmt sich wieder wie bisher zu

$$L_1 = Fp_1 l_1.$$

Den Widerstand des Kolbens nimmt Pambour als aus drei Theilen bestehend an, nämlich:

1. Aus dem Widerstande, welcher dem Kolben direct aus dem Gegendrucke p_0 der Atmosphäre beziehungsweise des Condensators und aus der Kolbenreibung erwächst. Für den Betrag der letztern soll man annehmen $r = \frac{300}{d'}$ Pfund engl. für den Quadratfuß engl., was einem Werthe von $\frac{4,5}{d}$ kg für den Quadratcentimeter Kolbenfläche entspricht.

2. Aus der Nutzlast $Q = Fq$, welche durch die in Bewegung gesetzten Arbeitsmaschinen dargestellt wird.

3. Aus einem von dieser Nutzlast veranlaßten und mit ihr proportionalen Reibungswiderstande, welcher zu 0,14 Q anzunehmen ist.

Hiernach bestimmt sich die während eines einfachen Kolbenlaufes verrichtete nützliche und schädliche Arbeit zu

$$F(p_0 + r + 1{,}14\,q)\,l,$$

so daß man durch Gleichsetzung der geleisteten und verbrauchten Arbeiten die von der Maschine zu erwartende Nutzleistung

$$Fql = \frac{L_1 + L_2 - F(p_0 + r)\,l}{1{,}14}$$

erhält. Die übrige Rechnung, z. B. die Ermittelung des in bestimmter Zeit nöthigen Dampfquantums oder die Bestimmung der erforderlichen Abmessungen der Maschine, geschieht in gleicher Weise wie oben gezeigt.

Eine auf den Grundsätzen der mechanischen Wärmetheorie beruhende Berechnungsart der Dampfmaschinen ist von Zeuner in dessen „Grundzügen der mechanischen Wärmetheorie“ angegeben worden, nach welcher die Arbeitsermittelung des Dampfes im Wesentlichen dadurch geschieht, daß diejenige Wärmemenge bestimmt wird, welche bei der Expansionswirkung des Dampfes verschwindet, d. h. in mechanische Arbeit umgewandelt wird. Die Größe der letztern erhält man bei einer verschwundenen Wärmemenge gleich W Wärmeeinheiten dann einfach zu 424 W mkg. In welcher Weise diese Wärmemenge für ein bestimmtes Dampfquantum und für eine bestimmte Expansion zu bestimmen ist, wurde schon in §. 238 bei Besprechung der adiabatischen Zustandsänderung des Dampfes an einem Beispiele gezeigt, auf welches hier verwiesen werden darf. Es fand sich dort, daß die am Ende der Expansion vorhandene Dampfmenge kleiner ausfällt als die anfängliche, indem eine bestimmte Menge in Form tropfbaren Wassers niedergeschlagen wird. Bestimmt man daher die in dem Gemische von Wasser und Dampf vor und nach der Expansion enthaltene Wärmemenge nach den in §. 238 angegebenen Regeln, so findet man in der Verminderung des Wärmegehaltes die in Arbeit verwandelte Wärmemenge. Ebenso bestimmt sich die Volldruckwirkung durch die äußere latente Wärmemenge,

die bei der Erzeugung des Dampfes dazu gedient hat, den auf dem Dampfe lastenden äußern Druck zu überwinden. Diese Rechnung kann mit Hülfe der in §. 235 enthaltenen Tabelle für die gesättigten Wasserdämpfe jederzeit ausgeführt werden, oder man kann sich zur Erleichterung der Rechnung einer graphischen Darstellung des Verfassers*) bedienen.

Bei diesen Ermittelungen ergiebt sich, daß das Resultat wesentlich von der dem eintretenden Dampfe mechanisch beigemengten Wassermenge abhängig ist, welche zu bestimmen sehr schwer, wenn nicht unmöglich ist. Da ferner die hierbei vorausgesetzte adiabatische Zustandsänderung des Dampfes wegen des Wärmeaustausches zwischen dem Dampfe und der Cylinderwandung niemals auch nur annähernd erfüllt ist, so erklärt es sich, warum die Berechnung der Dampfmaschinen nach der mechanischen Wärmetheorie bisher in der Praxis nur wenig Anwendung gefunden hat.

In einfacher Art, nämlich unter Benutzung eines Coefficienten für den Wirkungsgrad der Maschine bestimmen Poncelet und Morin die Leistung einer Dampfmaschine. Bezeichnet η diesen durch vielfache Beobachtungen festgestellten Coefficienten, so ist hiernach die wirkliche Leistung einer Maschine durch

$$L = \eta \frac{2n}{60} F\left[p l_1 \left(1 + log.\, nat.\, \frac{l}{l_1}\right) - p_0 l\right]$$

ausgedrückt, worin p die Spannung im Kessel, p_0 diejenige im Condensator beziehungsweise der Atmosphäre und $\frac{l_1}{l}$ das Füllungsverhältniß bedeutet. Der Wirkungsgrad η hängt von der Größe der Maschine ab, und für denselben wird unter Voraussetzung mittlerer Geschwindigkeiten und mittlerer Querschnitte der Dampfleitungen rc. die folgende, aus vielen Versuchen geschöpfte Tabelle angegeben.

*) Zur graphischen Behandlung der mechan. Wärmetheorie. Ztschr. d. Ver. deutsch. Ing., 1884.

Stärke der Maschine in Pferdekräften	Wirkungsgrad η	
	bei gutem	bei gewöhnlichem
	Zustande der Unterhaltung	
4 — 8	0,33	0,30
10 — 20	0,42	0,35
20 — 30	0,47	0,38
30 — 40	0,49	0,39
40 — 50	0,57	0,46
50 — 60	0,62	0,50
60 — 70	0,66	0,53
70 — 100	0,76	0,61

Absoluter Wirkungsgrad. Wenn man die in einer Dampfmaschine erzielte Leistung mit derjenigen mechanischen Arbeit vergleicht, die der zum Betriebe der Maschine aufzuwendenden Wärmemenge äquivalent ist, so erhält man den absoluten Wirkungsgrad der Maschine, welcher nicht zu verwechseln ist mit dem indicirten Wirkungsgrade oder dem Nutzeffectscoefficienten, wie er in dem Vorstehenden mehrfach angeführt wurde. Dieser absolute Wirkungsgrad ist immer, auch bei der besten Einrichtung der Maschine, ein sehr kleiner Werth, wie die folgende Rechnung zeigt. Nimmt man für eine möglichst vollkommene, mit Condensation und weitgehender Expansion versehene Dampfmaschine und bei Anwendung einer ausgezeichneten Kesselanlage den Verbrauch an Steinkohlen pr. Pferdekraft und Stunde zu nur 0,8 kg an, so ist dieser Verbrauch gleichbedeutend mit etwa 6400 Wärmeeinheiten stündlich oder 1,777 Wärmeeinheiten in der Secunde. Diese Wärmemenge ist nach der mechanischen Wärmetheorie einer mechanischen Arbeit von 424 . 1,777 = 754 mkg äquivalent, und da die erzielte Leistung nur 75 mkg beträgt, so ergiebt sich von der durch die aufgewendete Wärme repräsentirten Arbeit nur eine nutzbare Ausbeute von §. 320.

$$\frac{75}{754} = 0{,}098 = \backsim 10 \text{ Proc.}$$

Dieser kleine Werth, der unter den denkbar günstigsten Verhältnissen sich höchstens ergiebt, hat mehrfach zu absprechenden Urtheilen über den ökonomischen Werth der Dampfmaschinen überhaupt veranlaßt, indem man diese geringe Ausbeute an Arbeit einer principiellen Unvollkommenheit der Dampfmaschinen zugeschrieben hat. Es muß hierzu bemerkt werden, daß

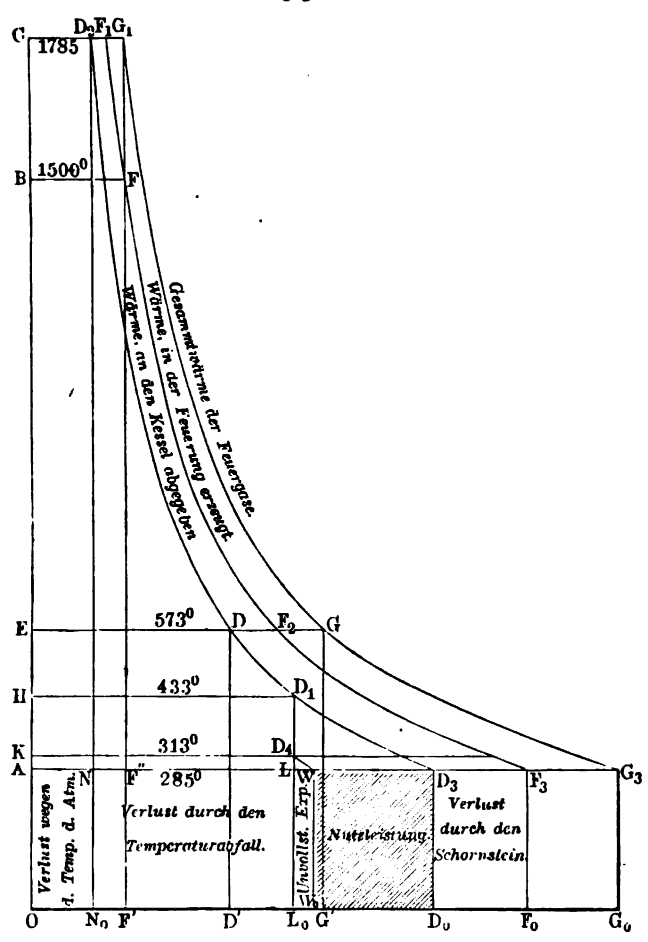
zwar die Unvollkommenheit der Dampfmaschinen an sich einen beträchtlichen Verlust im Gefolge hat, daß aber, wie die mechanische Wärmetheorie lehrt, die ganze in der aufgewandten Wärme enthaltene Arbeit überhaupt niemals gewonnen werden kann, welcher Art auch die in Anwendung gebrachten Maschinen oder Arbeitsprocesse sein mögen. Es wurde schon in §. 227 angeführt, daß es hierzu erforderlich wäre, den vermittelnden Körper bis auf die Temperatur des absoluten Nullpunktes abzukühlen, was natürlich eine Unmöglichkeit ist. Es wurde ferner angeführt, daß unter sonst gleichen Umständen eine um so größere Ausbeute an Arbeit zu erreichen ist, je höher die Temperatur des vermittelnden Körpers gewählt werden kann. Da nun aber auch in dieser Hinsicht durch die beschränkte Widerstandsfähigkeit der Maschinenbaumaterialien gegen hohe Temperaturen eine bestimmte nicht sehr hohe Grenze gesteckt ist, so folgt daraus, daß die überhaupt jemals aus der Wärme erzielbare Arbeit naturgemäß immer weit hinter jenem Betrage zurück bleiben muß, mit dem diese Wärme äquivalent ist.

Um über diese Verhältnisse eine klare Einsicht zu erhalten, und um zugleich zu erkennen, wo etwa noch ein Gewinn an Arbeit zu erhoffen ist, empfiehlt sich eine graphische Darstellung in der schon in §. 227 angedeuteten Weise.

Es möge zu dem Ende eine bestimmte Wärmemenge, etwa der Einfachheit halber gerade eine Wärmeeinheit vorausgesetzt werden, die, entsprechend einer Kohlenmenge, gleich circa 0,125 g in einer beliebigen Zeit in einer Dampfkesselfeuerung zur Verwendung kommen soll. Es sei ferner vorausgesetzt, daß die Temperatur der Verbrennungsluft, sowie des Brennmaterials mit der mittlern Temperatur der Atmosphäre von etwa 12° C. übereinstimme, so daß die absolute Temperatur des Brennstoffes und der Luft zu $273 + 12 = 285^0$ anzunehmen ist. Bei einer vollkommenen Verbrennung, wie sie hier vorausgesetzt werden soll, darf man nach den in §. 254 angestellten Betrachtungen annehmen, daß durch die Verbrennung eine Temperaturerhöhung um etwa 1500° stattfindet, so daß also die Verbrennungsgase in der Feuerung eine absolute Temperatur von 1785° annehmen. Es mögen nun die absoluten Temperaturen als Ordinaten über der dem absoluten Nullpunkte entsprechenden Abscissenaxe OG_0 in Fig. 693 aufgetragen werden, so daß also z. B. $OA = 285^0$ die Temperatur der Atmosphäre und $OC = 1785^0$ diejenige der Verbrennungsgase bedeutet. Trägt man jetzt in der Höhe $OB = 1500^0$, welche der durch die verwendete Wärmeeinheit hervor gebrachten Temperatursteigerung entspricht, als Abscisse BF die Strecke $\frac{1}{1500} = 0{,}00067$ auf, welche Größe in §. 226 als das Wärmegewicht bezeichnet wurde, so stellt die Rechtecksfläche $OBFF'$ unter dieser Strecke bis zur Axe die Arbeit vor, die in der Wärmeeinheit enthalten ist. Zeichnet

man durch F die gleichseitige Hyperbel $F_1 F F_2 F_3$ zu den Axen OC und OF_0, so erhält man nach dem Frühern in der Abscisse jedes Punktes dieser Curve das Wärmegewicht der aufgewendeten Wärmeeinheit für die durch die zugehörige Ordinate dargestellte absolute Temperatur, und das Product

Fig. 693.



aus diesen beiden Größen ist für jeden Punkt der Hyperbel offenbar von derselben Größe, nämlich gleich $OBFF'$. In den Verbrennungsproducten ist außer der durch die Verbrennung erzeugten Wärmeeinheit noch die bereits darin vorhanden gewesene Wärme enthalten, vermöge deren die anfängliche

Temperatur $OA = BC = 285^0$ war. Setzt man für diese Betrachtung voraus, daß die specifische Wärme der Verbrennungsproducte für alle Temperaturen denselben constanten Werth beibehalte, so entspricht der anfänglichen Wärmemenge der Verbrennungsproducte das Rechteck $OAF''F'$ und man erhält in dem Rechtecke OCG_1F' das Maß für die gesammte Wärmemenge nach der Verbrennung, wenn man die Strecke $CG_1 = BF$ macht. Die durch G_1 gezeichnete gleichseitige Hyperbel G_1G stellt daher wiederum in der Abscisse jedes ihrer Punkte das Wärmegewicht der ganzen in den Gasen enthaltenen Wärmemenge vor, welches der Temperatur zukommt, die durch die Ordinate gemessen wird.

Nimmt man nun an, daß die Feuergase den Kessel mit einer Temperatur von 300^0 C. oder einer absoluten Temperatur von 573^0 verlassen, wie sie durch die Ordinate OE ausgedrückt sein soll, so ist die Wärmemenge, welche dadurch nach dem Schornsteine entführt wird, durch das Rechteck $DGG'D'$ dargestellt, wenn man die Abscisse BF gleich DG anträgt. Die durch D gezeichnete gleichseitige Hyperbel gilt dann in derselben Weise für die übrige Wärmemenge, welche von den Feuergasen an den Kessel abgegeben worden ist.

Vorausgesetzt, der Dampf im Kessel habe eine Temperatur von 160^0 C. entsprechend einer Spannung von etwa 6 Atmosphären, es sei also seine absolute Temperatur $273 + 160 = 433^0 = OH$, so erkennt man, daß die von der Dampfkesselwandung aus der Feuerung aufgenommene Wärme bei dem Uebergange an diesen Dampf eine Vergrößerung ihres Wärmegewichtes erfährt, wie sie durch den Verlauf der Hyperbel zwischen D und D_1 dargestellt wird. Man hat daher in dem Rechtecke OHD_1L_0 das Maß für die an den Dampf aus der Feuerung übergegangene Wärmemenge.

Gesetzt nun, die Temperatur des Condensators sei gleich 40^0 C. oder absolut gleich $313^0 = OK$, und es finde die Umwandlung der Wärme in Arbeit nach einem Carnot'schen Kreisprocesse zwischen den beiden Temperaturen $OH = 433^0$ und $OK = 313^0$ statt, so daß hierbei keinerlei Verluste durch Uebergänge vorkommen sollen, so ist durch das Rechteck HD_1D_4K nach §. 227 diejenige Arbeit ausgedrückt, welche selbst unter diesen günstigen Verhältnissen überhaupt höchstens jemals in Arbeit umgewandelt werden kann. Das Rechteck KD_4L_0O dagegen stellt die in Arbeit nicht verwandelbare Wärmemenge vor.

Man erhält eine deutliche Uebersicht über die einzelnen Effectverluste und über den Verbleib der Wärme, wenn man alle Wärmemengen auf die Temperatur der Atmosphäre OA bezieht, indem man die Hyperbeln sämmtlich bis zum Durchschnitte mit der Horizontalen AG_3 fortsetzt. Die auf dieser Linie erhaltenen Abscissen stellen dann die den betreffenden Wärmemengen

für die Temperatur der Atmosphäre zugehörigen Wärmegewichte vor und können wegen der gleichen Temperatur direct als das Maß der Wärmemengen angesehen werden. Zu dem Ende sei auch noch durch den Punkt D_4 die Hyperbel $D_4 W$ gezeichnet, die derjenigen Wärmemenge zugehört, welche der Dampf bei seinem Austritte aus dem Cylinder in den Condensator enthält. Man ersieht hieraus, daß die aufgewendete Wärme durch die Abscisse $A F_3$ vorgestellt ist, und daß die Verbrennungsgase eine Wärme nach dem Schornsteine mitnehmen, welche durch $D_3 G_3$ gemessen wird. Von der letztern haben die Verbrennungsproducte den Theil $F_3 G_3$ von vornherein besessen, während der Antheil $D_3 F_3$ ihnen in der Feuerung mitgetheilt worden ist. Dieser letzte Theil stellt daher einen Verlust vor, welcher um so geringer ausfällt, je niedriger die Temperatur ist, mit welcher die Gase den Kessel verlassen, und je kleiner das Wärmegewicht $DG = BF$ der Verbrennungsgase ist. In letzterer Beziehung ergiebt sich daher ein Vorzug der Gasfeuerung, da bei dieser die Verbrennungsluft nicht im Ueberschusse zugeführt zu werden braucht und somit das Gewicht der Verbrennungsgase kleiner ausfällt als bei der Rostfeuerung. Gänzlich zu vermeiden wäre dieser Verlust nur dann, wenn entweder die Verbrennungsproducte innerhalb der Kesselanlage bis auf die Temperatur OA der Atmosphäre abgekühlt werden könnten, oder wenn diese Producte selbst zur Wirkung in dem Cylinder gebracht werden könnten, etwa wie es bei den Gasmaschinen geschieht.

Der weitere aus der Figur zu ersehende Verlust ist durch das Rechteck $OAWW_0$ dargestellt, welches die in dem abgehenden Dampfe verbleibende Wärmemenge bedeutet. Hierin kann man drei Theile unterscheiden und zwar:

1. Die dem Rechtecke LWW_0L_0 oder dem Wärmegewichte LW entsprechende Wärmemenge, welche in der unvollständigen Expansion, d. h. darin ihren Grund hat, daß es auch bei den vollkommensten Condensatoren nie gelingen wird, den Dampf bis auf die Temperatur der Atmosphäre abzukühlen.

2. Die Wärmemenge NLL_0N_0, welche dadurch der nutzbaren Verwandlung entzogen wird, daß die Wärme von der hohen Temperatur OC der Feuergase auf die geringere OH des Dampfes herabfällt, wodurch wie durch jeden Wärmeübergang das Wärmegewicht der nicht umwandelbaren Wärme vergrößert wird, und zwar hier von dem Werthe CD_2 auf denjenigen HD_1. Dieser Verlust würde nur dann zu umgehen sein, wenn man dem vermittelnden Körper eine Temperatur gleich derjenigen OC der Feuergase geben könnte. Daß dies schon durch die Natur der zu den Maschinentheilen zu verwendenden Materialien ausgeschlossen ist, liegt auf der Hand. Je größer man die Temperatur des Dampfes OH wählt, desto geringer fällt dieser Verlust aus; es ist aber klar, daß bei der Verwendung von gesättigtem Dampfe eine wesentlich höhere Temperatur mit Rücksicht auf die bedeutenden

Spannungen nicht wohl angängig ist. Die Heißluftmaschinen gestatten in dieser Hinsicht eine bessere Ausbeutung der Wärme, ebenso wie die Verwendung von überhitzten Dämpfen höhere Temperaturen ermöglicht.

3. Die durch das Rechteck $OANN_0$ dargestellte Wärmemenge ist für uns niemals in Arbeit verwandelbar, da wir niemals im Stande sind, den vermittelnden Körper unter die Temperatur der Atmosphäre abzukühlen, wie bereits in §. 227 angeführt wurde. Man könnte diesen Verlust scheinbar wohl dadurch vermindern, daß man das Wärmegewicht CD_2 verkleinerte, d. h. dadurch, daß man in der Feuerung eine höhere Temperatur erzeugte, wie dies bei den Gasfeuerungen auch in der That geschieht; aber der Gewinn wäre deswegen nur scheinbar, weil dadurch der unter 2. gedachte Verlust durch den Uebergang um ebenso viel größer ausfallen würde, als der durch das Rechteck $OANN_0$ dargestellte sich verringerte, so lange wenigstens, als die Temperatur OH des Dampfes nicht ebenfalls größer gewählt werden kann. Eine Erhöhung der in der Feuerung erzeugten Temperatur CC hat, wie bemerkt, nur den Vortheil, daß dadurch das Wärmegewicht D_3F_3 der Verbrennungsproducte und hiermit der durch die Fläche $D_3F_3F_0D_0$ dargestellte Verlust kleiner wird.

Aus der Figur läßt sich bei genügend großem Maßstabe auch die Größe der einzelnen Verluste mit hinreichender Genauigkeit entnehmen, indem hierfür nur die auf der Horizontalen AG_3 gelegenen Abschnitte gemessen zu werden brauchen. Für die hier zu Grunde gelegten Temperaturen findet man in dieser Weise für die einzelnen Verluste folgende Werthe in Procenten der ganzen in der angewandten Wärme theoretisch enthaltenen Arbeit. Es beträgt von dieser Arbeit annähernd:

Der Verlust D_3F_3 durch die Verbrennungsgase	19	Proc.
Derjenige LW wegen unvollständiger Expansion . . .	5	„
Der aus dem Abfall der Temperatur hervorgehende NL .	40	„
Der Verlust AN wegen der Temperatur der Atmosphäre	13	„

Diese Verluste zusammen betragen 77 Proc., so daß als nutzbare Arbeit nur der durch die Fläche $WD_3D_0W_0$ dargestellte Betrag von circa 23 Proc. übrig bleibt.

Wenn zu Anfang dieser Betrachtung gezeigt wurde, daß die wirkliche Ausbeute selbst in unseren besten Maschinen wesentlich unter diesem höchstens möglichen Betrage bleibt und noch nicht die Hälfte davon ausmacht, so liegt dies daran, daß im Vorstehenden alle die sonst noch unvermeidlichen Verluste unberücksichtigt geblieben sind, welche z. B. aus einer unvollkommenen Verbrennung, aus der Abkühlung des Kesselgemäuers und der Dampfleitung, sowie aus dem Wärmeaustausch zwischen dem Dampfe und der Cylinderwandung folgen, von welchen der letztere namentlich sehr bedeutend anzu-

fallen pflegt. Auch ist zu bemerken, daß die oben gemachte Voraussetzung eines Carnot'schen Kreisprocesses bei den Dampfmaschinen deswegen nicht zutrifft, weil der zur Wirkung gekommene Dampf nicht wieder durch Compression auf die Temperatur des Kessels gebracht wird, sondern nach dem Condensator und in die Atmosphäre entweicht. In Folge davon muß stets eine entsprechende Menge Speisewasser dem Kessel zugeführt und in diesem von der geringern Temperatur desselben auf die höhere des Dampfes erwärmt werden, mit welchem Vorgange ebenfalls ein Wärmeabstieg und ein entsprechender Verlust an nutzbarer Arbeit verbunden ist.

Das Diagramm läßt erkennen, wo überhaupt bei unseren Dampfmaschinen noch eine bessere Ausnutzung der Wärme erwartet werden darf. Berücksichtigt man, daß einzelne von den besprochenen Verlusten, wie die durch *AN* und *NL* gemessenen, überhaupt nicht vermieden werden können, wegen der Temperatur unserer Umgebung und wegen der beschränkten Widerstandsfähigkeit unserer Maschinenbaumaterialien gegen hohe Temperaturen, so erscheinen die heutigen Dampfmaschinen keineswegs so unvollkommen, wie man sie mehrfach darzustellen versucht hat, indem man die wirklich von ihnen geleistete Arbeit mit der nach der Theorie in der Wärme enthaltenen verglich, ein Vergleich, dessen Unzulässigkeit aus dem Vorstehenden sich ergeben dürfte.

Die Literatur über Dampfmaschinen ist der Wichtigkeit des Gegenstandes entsprechend eine sehr ausgedehnte, zum Theil in besonderen Werken enthaltene, zum großen Theil in vielen Artikeln der bekannten technischen Zeitschriften niedergelegte. Eine vollständige Anführung der hierhin gehörigen Arbeiten ist hier nicht möglich, und es mögen nur die bekanntesten genannt werden. Ausführlichere Mittheilungen über die Literatur und Geschichte der Dampfmaschinen finden sich u. A. in Rühlmann's Allgemeiner Maschinenlehre, Bd. I.

Die Geschichte der Dampfmaschinen wird behandelt von Stuart, A descriptive history of the steam engine, London 1824, von Severin, Geschichte der Dampfmaschinen, Berlin 1826, von Arago 1820. Ebenso findet sich in Scholl's Führer des Maschinisten, 7. Aufl., 1869, eine „Kurzgefaßte Geschichte der Dampfmaschinen" von Reuleaux.

Von älteren, aber auch heute noch werthvollen Werken sind zu nennen: Tredgold, The steam engine, London 1828, wovon eine mit Zusätzen versehene französische Uebersetzung von Mellet: „Traité des machines à vapeur", 1837, erschienen ist, sowie Farey, A treatise on the steam engine, London 1827. Eine gedrängte Abhandlung über Dampfmaschinen von nur historischem Interesse enthält Barlow's Treatise on the Manufactures and Machinery of Great-Britain. Dem jetzigen Standpunkte entsprechender abgehandelt ist: A treatise on the steam engine by the Artizan-Club, edited by Bourne, 5. edit., London 1861, übersetzt und mit reichhaltigen Zusätzen und Kupfertafeln versehen von Bataille u. Jullien unter dem Titel: „Traité des machines à vapeur", 1849. Hierher gehört auch das Handbuch über den Bau, die Aufstellung und Behandlung der Dampfmaschinen, nach dem Französischen von Grouvelle, Jaunez und Jullien, übersetzt von Hartmann, Weimar 1848, sowie Bernoulli's Handbuch der Dampfmaschinenlehre, übersetzt von

Böttcher, 1865. Zeichnungen von Dampfmaschinen sind von Nottebohm, Berlin 1841, veröffentlicht, ebenso in der Sammlung von Zeichnungen für den Verein die „Hütte“, in Wiebe's Skizzenheften, in Armengaud's Publication etc., in Uhland's Maschinenconstructeur, sowie in den meisten technischen Journalen. Auch kann erwähnt werden: Reech, Mémoire sur les machines à vapeur, Paris 1844, und Alban, Die Hochdruckdampfmaschine, Rostock 1843, sowie Jul. Gaudry, Traité élément et prat. des machines à vapeur, Paris 1856. Zum praktischen Gebrauche zu empfehlen ist das viel verbreitete Werk von Scholl: „Der Führer des Maschinisten“, Braunschweig.

Von neueren Werken über Dampfmaschinen sind außer dem v. Reiche'schen „Dampfmaschinenconstructeur“ insbesondere die Berichte Radinger's über die Dampfmaschinen der Ausstellungen zu Wien und Philadelphia, sowie dessen Werk: „Dampfmaschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit“, Wien 1870, zu nennen. Hierhin gehören ferner: „Die Schiebersteuerungen“ von Zeuner, Leipzig 1866, sowie: „Die Dampfmaschinensteuerungen auf der Wiener Weltausstellung“, 1873, von Müller-Melchior. Neben der mehrfach genannten Allgemeinen Maschinenlehre von Rühlmann sind ferner „Die Motoren“ von Uhland, sowie dessen „Corlißmaschinen“ zu nennen.

In Betreff der Theorie der Dampfmaschinen ist zunächst Pambour's Théorie des machines à vapeur, Paris 1844, deutsch von Crelle in dem Journal der Baukunst, Bd. 23, und der dritte Theil der Leçons de mécanique pratique etc. par A. Morin, Paris 1846, anzuführen, in welchem letztern auch Auszüge aus der interessanten Abhandlung von Thomas Wicksteed: „On the Cornish Engines etc.“ enthalten sind. Formeln, Tabellen und Regeln zur Berechnung der Dampfmaschinen enthalten Redtenbacher's Resultate über den Maschinenbau. Speciell über Wärme, Dampf und Dampfmaschinen handelt Grashof's Maschinenlehre. Anzuführen ist ferner Rankine, Manual of the steam engine etc., London 1859. Das die Berechnung der Dampfmaschinen erleichternde Tabellenwerk von Hrabak wurde schon oben erwähnt, ebenso wie die von Völckers unter dem Titel: Der Indicator, Berlin 1863, herausgegebene Schrift, in welcher auch eine Theorie der Dampfmaschinen enthalten ist.

Fünfter Abschnitt.

Heißluft- und Gasmaschinen.

Calorische Maschinen überhaupt. Unter calorischen Maschinen §. 321.
pflegt man im engern Sinne in der Regel diejenigen Wärmekraftmaschinen zu verstehen, in denen die Spannkraft der erwärmten atmosphärischen Luft zur Arbeitsverrichtung benutzt wird. Es mögen hier aber allgemeiner alle die Kraftmaschinen damit bezeichnet werden, welche durch die Wirkung erwärmter Gase bewegt werden, so daß hierunter also außer den eigentlichen Luftmaschinen, welche atmosphärische Luft als vermittelnden Körper verwenden, auch die Gasmaschinen verstanden sind, in denen die aus der Verbrennung von gasförmigen flüssigen oder festen Brennmaterialien entstehenden Verbrennungsproducte die Stelle des vermittelnden Körpers übernehmen. Diese Maschinen haben erst in den letzten Jahrzehnten eine größere Bedeutung für die Technik und zwar insbesondere für die Kleinindustrie gewonnen, seitdem es gelungen ist, nach vielen mißglückten Versuchen solche Maschinen in einer die Anforderungen der Praxis befriedigenden Weise herzustellen. Man hat aber schon vergleichsweise frühe, nämlich schon im Anfange unseres Jahrhunderts, die Construction von Kraftmaschinen angestrebt, in denen die Spannkraft der erwärmten atmosphärischen Luft an die Stelle des Dampfes in den Dampfmaschinen treten sollte. Hierzu ist man vorzugsweise durch die Betrachtung gelangt, daß in den Dampfmaschinen zur Erzeugung des Dampfes die sehr bedeutende latente Wärme aufzuwenden ist, die nachher großentheils mit dem entweichenden Dampfe oder dem Kühlwasser des Condensators preisgegeben werden muß. In der Verwendung der atmosphärischen Luft, welche uns von der Natur von vornherein in gasförmigem Zustande geboten ist, glaubte man daher ein Mittel zur Vermeidung des bedeutenden Wärmeverlustes zu haben, zu welchem anscheinend die große latente Wärme des Wasserdampfes Veranlassung war.

Die Ansicht, daß die große Wärmemenge, welche man aufwenden muß, um zunächst das Wasser aus dem tropfbaren in den gasförmigen Zustand zu versetzen, für die Nutzleistung verloren gehe, ist durch die mechanische Wärmetheorie widerlegt. Nach derselben (s. §. 224) ist vielmehr die von einer bestimmten Wärmemenge Q im günstigsten Falle, d. h. durch einen Carnot'schen Kreisproceß überhaupt erreichbare Nutzleistung durch

$$L = \frac{Q}{A} \frac{T_1 - T_2}{T_1}$$

ausgedrückt, wenn T_1 und T_2 die absoluten Temperaturen bedeuten, zwischen denen dieser Proceß verläuft, und es ist diese Arbeit ganz unabhängig von der Natur des vermittelnden Körpers. Diese Nutzleistung muß daher unter sonst gleichen Umständen, d. h. für dieselben Temperaturen T_1 und T_2 für jede Wärmeeinheit denselben Betrag haben, ob man Luft oder Wasserdampf oder sonst einen beliebigen Körper als den vermittelnden verwendet. Es geht hieraus auch hervor, daß die seinerzeit in Vorschlag gebrachten Aetherdampfmaschinen die erwartete höhere Leistung nicht ergeben konnten, welche man aus dem niedern Siedepunkte und der geringern latenten Wärme der Aetherdämpfe herleiten zu können glaubte. Aus der Darstellung in §. 320 ist auch ersichtlich, daß die ganze, von den Feuergasen an das Wasser übertragene Wärmemenge als diejenige Q in dem Kreisprocesse betrachtet werden muß, von welcher natürlich nur der überhaupt verwandelbare Antheil $Q \frac{T_1 - T_2}{T_1}$ in Arbeit umgesetzt werden kann. Es muß im geraden Gegensatze zu der erwähnten frühern Ansicht die große latente Wärme des Wasserdampfes als ein besonderer Vortheil für die Construction der Dampfmaschinen angesehen werden, insofern es dadurch ermöglicht wird, in einem verhältnißmäßig kleinen Raume eine beträchtliche Wärmemenge zur Verwendung zu bringen, d. h. also, die Dimensionen der Maschinen entsprechend klein zu halten. Demgemäß zeigen denn auch alle calorischen Maschinen bedeutend größere Cylinderdurchmesser, als Dampfmaschinen von gleicher Stärke, und hiermit stehen sowohl die größeren Anlagekosten als auch die vermehrten schädlichen Widerstände im Verhältniß.

Wenn trotzdem die calorischen Maschinen vom theoretischen Gesichtspunkte aus größere Leistungen versprechen, so ist der Grund davon gemäß jener allgemeinen Leistungsformel darin zu suchen, daß der Luft eine höhere Temperatur T_1 ertheilt werden kann als dem Dampfe, indem der letztere, wenigstens so lange er sich im gesättigten Zustande befindet, mit zunehmender Temperatur so hohe Spannungen annimmt, daß die Festigkeit der verwendbaren Materialien nicht mehr ausreichend ist. Während z. B. Wasserdampf schon bei 200° C. eine Spannung von circa 15 Atmosphären hat, wie man

sie wohl kaum jemals in einem Dampfkessel zulassen wird, erreicht die Spannung der gewöhnlichen atmosphärischen Luft von mittlerer Beschaffenheit bei einer solchen Temperatur höchstens den Betrag von 1,75 Atmosphären. Man ist daher bei den Luftmaschinen in Betreff der anzuwendenden höchsten Temperatur nur durch die Haltbarkeit der Metalle bei höheren Temperaturen beschränkt, und verwendet dabei Temperaturen von 600 bis 800° C. nicht selten. Nimmt man nun etwa eine Erhitzung der Luft nur bis zu 300° C. an, so ließe sich bei einer adiabatischen Abkühlung bis zu einer mittlern Temperatur der Atmosphäre von 12° C. nach der allgemeinen Formel

$$L = \frac{Q}{A} \frac{T_1 - T_2}{T_1}$$

eine theoretische Leistung gleich $\frac{573 - 288}{573} = 0{,}50$ oder 50 Proc. von der in der Wärme enthaltenen Arbeit erwarten. Dagegen berechnet sich diese Arbeit für eine Dampfmaschine, die mit Dampf von 180° C. entsprechend einer Spannung von 10 Atmosphären arbeitet, nur zu $\frac{453 - 288}{453} = 0{,}36$ oder etwa zu 36 Proc. von der Arbeitsfähigkeit der angewandten Wärme. Diese Verhältnisse erklären es, warum man den calorischen Maschinen in der neuern Zeit ein so großes Interesse zugewendet hat, und daß in Folge dessen eine bedeutende Zahl der verschiedensten Constructionen solcher Maschinen bekannt geworden ist. Wenn trotzdem die erzielten Erfolge weit hinter den Erwartungen zurückgeblieben sind, indem die wirklich erreichten Leistungen von den berechneten theoretisch möglichen wesentlich abwichen, so ist der Grund dafür hauptsächlich darin zu erkennen, daß es nicht möglich ist, die Luft von der hohen ihr mitgetheilten Temperatur T_1 arbeitsverrichtend ohne Wärmeabfuhr auf die Temperatur T_2 der Atmosphäre abzukühlen. Es entweicht vielmehr die gebrauchte Luft immer mit einer beträchtlich höhern Temperatur T_2 und in Folge davon ist die erreichbare Arbeit

$$L = \frac{Q}{A} \frac{T_1 - T_2}{T_1}$$

entsprechend kleiner. Ferner wurde schon bemerkt, daß für eine bestimmte Leistung die Dimensionen der calorischen Maschinen sehr große und daher auch die Nebenhindernisse sehr bedeutende sind. Hierzu gesellen sich die Uebelstände, die aus der anzuwendenden hohen Temperatur der Luft folgen, bei welcher die Schmierung der Kolben erschwert wird und das nahezu rothglühende Gußeisen der Cylinder eine gewisse Durchlässigkeit für die Luft zeigt, in Folge deren ein Entweichen der letztern und damit ein erheblicher Verlust entsteht. Man denkt daher in neuerer Zeit kaum mehr daran, die calorischen Maschinen als Ersatz der Dampfmaschinen bei der Erzeugung

beträchtlicher Betriebskräfte anzusehen, sondern begnügt sich damit, dieselben als Hülfsmittel der Kleinindustrie zu betrachten, der es darauf ankommt, geringere Betriebskräfte in einfacher Art zu beschaffen. In Hinsicht der Einfachheit muß vorzugsweise der Wegfall des Dampfkessels und der Nothwendigkeit einer steten Wartung desselben gegenüber den Dampfmaschinen ins Gewicht fallen. Bei den Gasmaschinen tritt hierzu noch der Vortheil, daß dieselben jederzeit in Betrieb gesetzt werden können, ohne eines vorherigen längern Anheizens zu bedürfen und in dem Zustande der Ruhe auch nicht zu den Verlusten Veranlassung geben, die bei Dampfkesseln aus der Abkühlung entstehen.

Im Allgemeinen kommen die calorischen Maschinen hinsichtlich ihrer Wirkungsweise darauf hinaus, daß eine gewisse Menge Luft von bestimmter Spannung durch Erwärmung in eine höhere Spannung versetzt wird, in Folge deren sie auf einen Kolben eine treibende Kraft in ähnlicher Weise ausüben kann, wie dies in den Dampfmaschinen seitens des Dampfes geschieht. Wenn man hierbei stets dasselbe Luftquantum in dem vollständig abgeschlossenen Cylinder zur Verwendung bringt, so nennt man die Maschine eine geschlossene zum Unterschiede von den sogenannten offenen, bei welchen nach jedem Kolbenlaufe das gebrauchte Luftquantum aus dem Cylinder ausgestoßen wird, um einer neu aus der Atmosphäre angesaugten Luftmenge Raum zu geben. Es ergiebt sich leicht, daß bei den geschlossenen Maschinen die Verwendung ein und derselben Luft nur dadurch zu ermöglichen ist, daß man dieselbe nach jedesmaliger Wirkung durch Abkühlung in eine niedere Spannung versetzt, vermöge deren sie dem Rückgange des Kolbens einen Widerstand entgegensetzt, der kleiner ist als die beim Kolbenhingange durch die warme Luft ausgeübte Wirkung. Bei allen geschlossenen Maschinen ist daher außer der Feuerung zum Erhitzen der Luft gleichzeitig eine Kühlvorrichtung anzuordnen. Wenn auch bei den offenen calorischen Maschinen meistens Kühlvorrichtungen angebracht werden, so haben dieselben in der Regel nur den Zweck, einer übermäßigen Erwärmung des Cylinders vorzubeugen, welche mancherlei Nachtheile für den regelrechten Betrieb im Gefolge haben müßte.

Man unterscheidet nach Delabar bei den Heißluftmaschinen ferner noch solche mit offener und solche mit geschlossener Feuerung, je nachdem die Verbrennungsproducte der Feuerung frei in die Atmosphäre entlassen werden, oder in den Cylinder gelangen, um daselbst als die eigentliche Betriebsluft zu wirken. Es ist deutlich, daß diese letztere Anordnung einer geschlossenen Feuerung nur möglich ist bei einer offenen Maschine, die nach jedem Kolbenlaufe mit neuen Gasen arbeitet, während die offenen Feuerungen ebensowohl bei den offenen wie bei den geschlossenen

Maschinen Verwendung finden können. Hiernach kann man folgende Unterscheidung machen:

1. Offene Maschinen mit offener Feuerung, als deren Vertreter die Ericsson'sche Maschine anzusehen ist.

2. Geschlossene Maschinen mit offener Feuerung. Hierzu gehört unter andern die Maschine von Lehmann.

3. Maschinen mit geschlossener Feuerung, die der Natur der Sache nach nur als offene Maschinen ausgeführt werden können. Hierhin sind alle Gasmaschinen zu rechnen.

Faßt man den Vorgang in einer geschlossenen Maschine ins Auge, wobei ein und dieselbe Luftmenge abwechselnd Wärme aus der Feuerung erhält und dadurch zur Ausdehnung und Arbeitsabgabe an den Kolben genöthigt wird, und dann Wärme an den Kühler abgiebt, wenn der Kolben die Luft vor sich herschiebt und dadurch comprimirt, so folgt, daß diese Vorgänge während eines ganzen Kolbenspiels einem Kreisprocesse entsprechen, wie er in §. 221 besprochen worden ist. Es sind daher hierbei die Bedingungen erfüllt, unter denen man eine möglichst große Arbeit aus der zugeführten Wärme erlangen kann, denn wenn auch selbstredend ein vollständig umkehrbarer Kreisproceß niemals erzielt werden kann, so ist doch darin ein namhafter Vortheil zu erkennen, daß es in den geschlossenen Maschinen nicht nöthig ist, stets neue, der Atmosphäre entnommene Luftmengen anzuwärmen, wie dies bei den offenen Maschinen der Fall ist. Die letzteren würden in dieser Beziehung nur in dem Falle gleich vortheilhaft mit den geschlossenen Maschinen arbeiten, wo es gelänge, die zur Wirkung gebrachte Luft während ihrer Arbeitsverrichtung bis auf die Temperatur der Atmosphäre abzukühlen, aus welcher die neue Luftmenge entnommen werden muß. Dies ist im Allgemeinen nicht möglich, die ausgestoßene Luft hat vielmehr bei allen calorischen Maschinen eine nicht unbedeutend höhere Temperatur als die der Atmosphäre.

Der hier gedachte Vortheil der geschlossenen Maschinen ist aber meist verschwindend gegen den Nachtheil, welcher diesen Maschinen daraus erwächst, daß dieselben nur mit offenen Feuerungen versehen werden können. In Folge hiervon nämlich kann die aus dem Brennmateriale erzeugte Wärme an die Luft nur durch die Wandungen des die Luft umschließenden Gefäßes übertragen werden, in derselben Weise, wie es bei den Dampfkesselfeuerungen geschieht. Hiermit sind natürlich eben solche Verluste wie bei den letzteren verbunden, es wird sogar der durch den Schornstein veranlaßte Wärmeverlust hierbei größer ausfallen müssen, als bei den Dampfkesseln, weil die Luft auf höhere Temperaturen gebracht wird, als der Dampf, und daher die abziehenden Verbrennungsproducte auch mit höheren Temperaturen entweichen. Ueber den hierdurch veranlaßten Wärmeverlust können dieselben

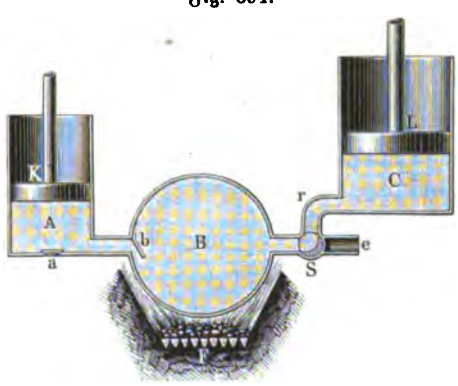
Betrachtungen angestellt werden, wie in §. 320. Dieser Verlust durch den Schornstein aber, ebenso wie die durch die Abkühlung des Ofengemäuers entstehenden, werden vermieden, wenn die Maschine mit einer geschlossenen Feuerung versehen ist, deren Verbrennungsproducte, direct in den Cylinder tretend, ihre ganze Wärme dahin mitbringen. Der hiermit verbundene Vortheil überwiegt den oben gedachten, aus der Unvollständigkeit des Kreisprocesses der offenen Maschinen entspringenden Nachtheil meistens bedeutend, so daß man aus diesem Grunde von den offenen Maschinen, vorausgesetzt, daß sie mit einer geschlossenen Feuerung versehen sind, eine größere Leistungsfähigkeit erwarten kann, als von den geschlossenen Maschinen. Die Erfahrung hat dies auch bestätigt, indem man z. B. bei gewissen Gasmaschinen bis zu 12 Proc. der in der Wärme enthaltenen Arbeit gewonnen hat, mehr also, als selbst bei den vollkommensten Dampfmaschinen. Freilich muß hierbei bemerkt werden, daß das in den Gasmaschinen zur Verbrennung kommende Gas schon zu seiner Darstellung Wärme erfordert und Kosten verursacht hat, so daß der ökonomische Vortheil doch immer wesentlich auf Seite der Dampfmaschinen liegt. Es möge nun zunächst eine Besprechung der vorzüglicheren, im Laufe der Zeit bekannt gewordenen Heißluft- und Gasmaschinen folgen.

§. 322. **Ericsson's Maschinen.** Die von Ericsson ausgeführten Maschinen sind offene Luftmaschinen mit offener Feuerung, und leiden daher an den im vorigen Paragraphen angegebenen Nachtheilen, so daß dieselben heute nur noch ein historisches Interesse für sich in Anspruch nehmen und nicht mehr ausgeführt werden. Bei diesen Maschinen ist außer dem eigentlichen Arbeitskolben, welcher die Arbeit der erhitzten Luft aufzunehmen vorgesehen ist, noch ein zweiter sogenannter Speisekolben vorhanden, der dazu dient, als Pumpenkolben zu wirken, und bei jedem Hube das benöthigte Luftquantum aus der Atmosphäre anzusaugen und nach dem Treibcylinder zu befördern. Auf diesem Wege wird die Luft einer Erwärmung durch eine geeignete Feuerung ausgesetzt, so daß sie in Folge der dadurch erlangten Pressung den Treibkolben vor sich her schieben kann. Die auf diese Weise zur Wirkung gekommene Luft wird beim Rückgange des Treibkolbens aus dem Treibcylinder entlassen, und zwar wurde dieser Rückgang bei den ersten Maschinen Ericsson's mit stehenden Cylindern durch das Eigengewicht des Treibkolbens bewirkt, während bei den späteren horizontalen Maschinen der Rückgang des Treibkolbens durch die Wirkung des auf der Kurbelwelle befindlichen Schwungrades veranlaßt wurde. Diese Maschinen waren daher einfachwirkend.

Die Wirkungsweise einer solchen Maschine ist aus Fig. 694 ersichtlich, in welcher C den Treibcylinder, A den Pumpencylinder und F die Feuerung

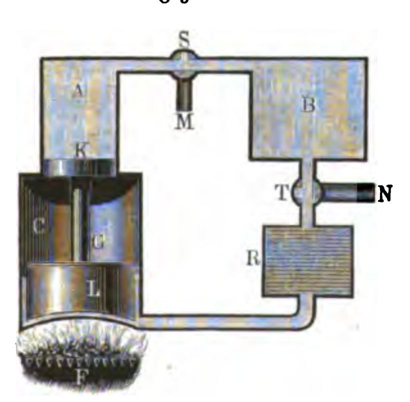
zur Erwärmung der Luft vorstellt. Beim Aufgange des Speisekolbens *K* wird durch das Saugventil *a* atmosphärische Luft angezogen, welche bei dem demnächstigen Kolbenniedergange durch das Druckventil *b* hindurch nach dem Behälter *B* befördert wird, in welchem die Erhitzung der Luft durch das Feuer in *F* bewirkt wird. Der Treibcylinder *C* steht mit dem Luftbehälter

Fig. 694.



B durch das Rohr *r* in Verbindung, und zwar kann mit Hülfe des Steuerhahnes *S* die Luft je nach Erforderniß aus *B* in den Cylinder geleitet werden, um den Kolben *L* zum Aufsteigen zu bringen, oder es wird die gebrauchte Luft durch *e* entlassen, wenn der Kolben *L* niedergehen soll.

Fig. 695.



Nach diesem Principe hatte Ericsson die erste seinerzeit viel besprochene Maschine in der durch die Skizze Fig. 695 versinnlichten Art ausgeführt. Hier ist der Treibkolben *L* mit dem Speisekolben *K* durch eine gemeinsame Kolbenstange *G* verbunden, und es ist der Feuerherd *F* direct unter dem Treibcylinder *C* angebracht. Das Gefäß *B* dient zur Aufnahme der durch den Kolben *K* beschafften Luft. Anstatt mit Ventilen ist die Pumpe hier mit dem Dreiweghahn *S* versehen, welcher der atmosphärischen Luft den Eintritt in *A* beim Niedergange der Kolben gestattet, und welcher beim Kolbenaufgange in die in der Figur gezeichnete Stellung gebracht wird, um die Luft nach *B* zu

leiten. Außer dem Hahn S für die Pumpe ist noch ein zweiter T zur Steuerung des Treibcylinders angebracht, welcher ebenso wie S von der Maschine aus seine regelrechte Bewegung erhält. Dieser Hahn gestattet für die in der Figur gezeichnete Stellung der Kolben den Uebertritt der Luft aus B nach dem Treibcylinder, während eine Drehung des Hahnes um 90^0 die Verbindung des Treibcylinders C mit der Atmosphäre herstellt, wenn der Treibkolben unter dem Einflusse seines Eigengewichtes niedergehen soll. Daß diese auf- und absteigende Bewegung des Kolbens durch die bekannten Hülfsmittel die Drehung einer Kurbelwelle veranlassen kann, ist selbstverständlich.

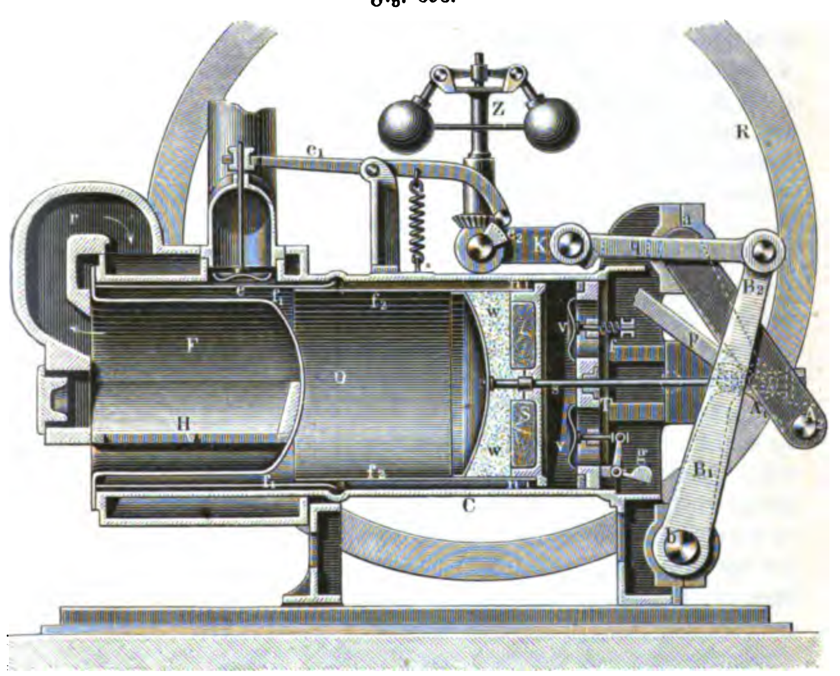
Bei R ist noch eine eigenthümliche Vorrichtung angebracht, welche den Zweck hat, den Wärmeverlust möglichst zu vermindern, der mit dem Austritte der immer noch ziemlich heißen Luft verbunden ist. Zu dem Ende ist der Behälter R mit einer größern Anzahl von Drahtgeflechten oder Sieben angefüllt, welche der hindurchstreichenden Luft eine sehr große Oberfläche darbieten. Man ersieht aus der Figur, daß sowohl die aus dem Treibcylinder C entweichende, wie auch die aus dem Behälter B neu hinzutretende Luft den Apparat R passiren muß. In Folge hiervon wird die entweichende Luft ihre überschüssige Wärme großentheils an die Metalldrähte absetzen, wodurch diese eine höhere Temperatur annehmen, die sie befähigt, die aufgenommene Wärme nachher der aus B hindurchtretenden Luft wieder abzugeben. Diese Einrichtung, welche also den Zweck hat, die gedachte Wärme der abziehenden Luft wieder zu gewinnen, zu regeneriren, führt den Namen des Regenerators. Bei den neueren Maschinen hat man, von wenigen Ausnahmen abgesehen, den Regenerator nicht verwendet.

Die Wirkungsweise dieser Maschine ist etwa in folgender Art zu erklären. Bei jedem Aufgange der Kolben befördert der Speisekolben K vom Querschnitte F ein Volumen atmosphärischer Luft in den Behälter, welches unter Vernachlässigung der Verluste durch $V = Fl$ ausgedrückt ist, wenn l den Hub der Kolben bedeutet. Ist t_0 die Temperatur der Atmosphäre und t_1 diejenige der aus dem Arbeitscylinder nach dem Regenerator entweichenden Luft, so hat man dem Treibcylinder einen Rauminhalt zu geben, der sich durch $V_1 = V \frac{273 + t_1}{273 + t_0} = V \frac{T_1}{T_0}$ ausdrückt, unter T_0 und T_1 die absoluten Temperaturen verstanden. Bezeichnet ferner p_1 die Spannung der Luft unter dem Treibkolben vor dem Abschlusse der Eintrittsöffnung, und nimmt man an, daß die Temperatur während der Expansion durch die Wirkung der Feuerung auf constanter Höhe t_1 erhalten bleibe, so findet man den vom Kolben vor der Absperrung durchlaufenen Raum φV_1 unter Anwendung des Mariotte'schen Gesetzes zu

$$\varphi V_1 = V_1 \frac{p_0}{p_1} = V \frac{T_1}{T_0} \frac{p_0}{p_1},$$

wenn p_0 die Spannung der Atmosphäre vorstellt. Setzt man $\frac{p_0}{p_1} = \frac{T_0}{T_1}$ voraus, so wird $\varphi V_1 = V$, d. h. der vom Treibkolben bis zur Absperrung durchlaufene Raum ist gerade gleich dem Inhalte V des Pumpencylinders zu machen. Die Temperatur T_1 würde sich zu $T_1 = \frac{p_1}{p_0} T_0$ ergeben, z. B. für $\frac{p_1}{p_0} = 2$ und $T_0 = 273 + 12 = 285$ zu $T_1 = 570^0$, d. h. die Luft müßte von

Fig. 696.



12^0 auf 297^0 C. erwärmt werden, wenn ihre Spannung unter dem Treibkolben 2 Atm. betragen sollte. Die von der Luft verrichtete Arbeit drückt sich dann durch

$$L = V p_1 \, ln \, \frac{p_1}{p_0}$$

aus.

Die später von Ericsson seinen Maschinen gegebene Einrichtung ist aus der Fig. 696 zu ersehen. Bei diesen Maschinen, welche eine Zeit lang mehrfach Anwendung in der Kleinindustrie fanden, ist ein gemeinschaftlicher Cylinder C für den Treibkolben T und den Speisekolben S angeordnet. Am

linken Ende dieses Cylinders ist der Feuerherd H in dem gußeisernen Feuertopfe F enthalten, von welchem aus die Verbrennungsproducte in das Abzugsrohr r und nach der Esse gelangen, nachdem sie zuvor den Cylinder C am linken Ende umzogen haben, um ihre Wärme möglichst vollständig abzugeben. Die Kolbenstange s des Speisekolbens S geht in der Cylinderaxe durch eine Stopfbüchse des Treibkolbens hindurch und steht außerhalb des vorn offenen Cylinders durch einen Hebel A_1 mit der Axe a in Verbindung, welche eine schwingende Bewegung von der Kurbelwelle vermittelst eines andern Hebels A_2 empfängt, der durch die Stange p an die Kurbel K angeschlossen ist. Der Arbeits- oder Treibkolben T dagegen ist mit zwei Kolbenstangen zu beiden Seiten der Mitte versehen, welche mittelst zweier Hebel B_1 die Axe b in Schwingung versetzen, so daß durch den gleichfalls auf dieser Axe befestigten Hebel B_2 und die Zugstange q die Kurbel der Maschinenwelle umgedreht wird. Da die Maschine ebenfalls nur einfachwirkend ist, indem der Kolben T nur bei seiner Bewegung nach außen durch die warme Luft getrieben wird, so geschieht hier die Rückführung des Treibkolbens durch die lebendige Kraft des Schwungrades R, welches zu dem Zwecke auch noch an einer Stelle mit einem Bleigewichte ausgerüstet ist, das beim Anlassen der Maschine zur Wirkung kommen soll, so lange das Schwungrad noch keine hinreichende Geschwindigkeit erlangt hat.

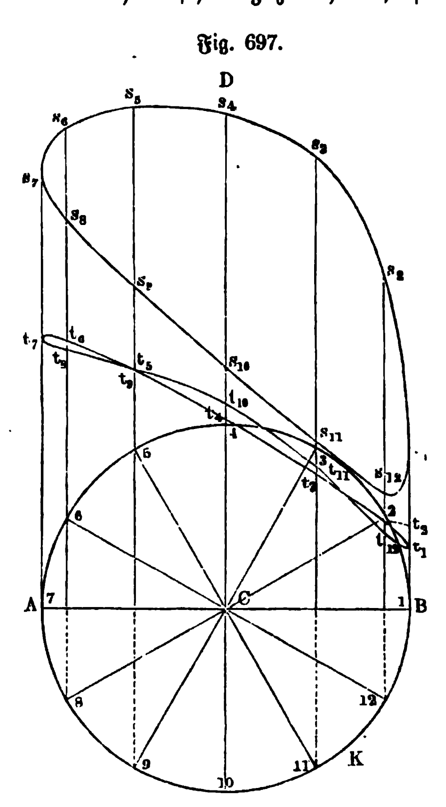
In Folge der angegebenen Verbindung der beiden Kolben mit der Kurbel nehmen die ersteren eine relative Verschiebung gegen einander an, der zufolge die Entfernung derselben von einander abwechselnd größer und kleiner ausfällt. Hierdurch wird zunächst die saugende Wirkung des Speisekolbens erreicht, indem eine Entfernung der Kolben von einander eine Luftverdünnung in dem zwischen ihnen vorhandenen Raume bewirkt. Da der Treibkolben T mit zwei sich nach innen öffnenden Ventilen v versehen ist, so tritt bei einer solchen Entfernung der Kolben von einander atmosphärische Luft von außen in das Innere des Cylinders, indem die für gewöhnlich durch das Gewicht g und eine Feder f verschlossen gehaltenen Ventile sich öffnen, sobald die Verdünnung im Innern eine genügende Größe erlangt hat. Wenn hierauf die Kolben sich wieder nähern, so wird die angesaugte Luft durch den Treibkolben in den Raum O zwischen dem Speisekolben S und dem Feuertopfe F befördert. Zu diesem Zwecke ist der Speisekolben S ebenfalls mit einer Durchlaßöffnung versehen, die so lange geschlossen bleibt, als dieser Kolben sich nach dem Feuertopfe hin bewegt, dagegen bei der entgegengesetzten Bewegung sich öffnet, so daß nun die Luft aus dem Raume zwischen den Kolben an den Feuertopf treten kann, um dort erwärmt zu werden. Die Durchgangsöffnung im Speisekolben ist durch den ringförmigen Zwischenraum zwischen dem Kolben S und der innern Wand des Cylinders gebildet, zu welchem Zwecke der Speisekolben etwas

kleiner im Durchmesser gehalten ist, als der Cylinder. Zum Verschluß dieser Oeffnung dient ein entsprechender Ring n, welcher an der Bewegung des Kolbens S theilnehmend, gegen denselben eine geringe axiale Verschiebung annehmen kann, wie sie zum Verschließen und Oeffnen des ringförmigen Zwischenraumes genügt. Vermöge dieser Anordnung wird der Ring n in Folge der Reibung an der Cylinderwandung etwas zurückbleiben, sobald der Speisekolben seine von innen nach außen gerichtete Bewegung beginnt. Von diesem Augenblicke an stehen die Räume zu beiden Seiten des Speisekolbens S in Verbindung, und die größere Spannung, welche der Luft in Folge der Erhitzung mitgetheilt wird, wirkt auf den Treibkolben, so daß derselbe bei seiner jetzt nach außen gerichteten Bewegung eine Arbeit auf die Kurbelwelle übertragen kann. Diese Wirkung dauert während einer halben Umdrehung der Kurbel, wonach bei der Umkehr des Treibkolbens die Ansaugung einer neuen Luftmenge, sowie das besprochene Spiel sich wiederholt. Damit beim Rückgange des Speisekolbens die zwischen demselben und dem Feuertopfe befindliche, zur Wirkung gekommene Luft entweichen kann, ist das Auslaßventil e angeordnet, welches vermittelst des Hebels e_1 und des auf der Kurbelwelle befindlichen Daumens e_2 zur richtigen Zeit geöffnet wird, während es für gewöhnlich durch eine Feder geschlossen gehalten wird. Damit die entweichende heiße Luft möglichst wenig Wärme mit sich nehme, ist an dem Feuertopfe ein Blechcylinder f_1 befestigt, so daß ein anderer an dem Speisekolben angebrachter Blechcylinder f_2 in den Zwischenraum zwischen f_1 und den Feuertopf eintritt. Hierdurch ist gewissermaßen die Wirkung eines Regenerators erzielt, indem die Blechcylinder der entweichenden Luft eine große Oberfläche behufs Abgabe der überschüssigen Wärme darbieten, welche andererseits wegen dieser großen Fläche leicht wieder an die neu angesaugte Luft abgegeben wird. Der Treibkolben ist in dem Cylinder mittelst einer Ledermanschette gedichtet, deren Dauer wesentlich davon abhängig ist, daß sie einer starken Erwärmung nicht ausgesetzt werde. Um daher die Wärme des hintern Cylindertheiles möglichst von dem vordern Ende abzuhalten, ist der Speisekolben mit schlechten Wärmeleitern w versehen. Trotz dieser Vorsicht, und trotzdem die unablässig durch das offene Ende des Cylinders angesaugte kalte Luft eine gewisse Kühlung bewirken muß, zeigte sich bei diesen Maschinen gerade die bedeutende Erwärmung aller Theile als ein großer Uebelstand, welcher nicht nur die gute Oelung erschwerte, sondern auch die Ledermanschetten schnell zerstörte. Der Schwungregulator Z hat den Zweck, einem zu schnellen Gange der Maschine bei geringer gewordener Belastung derselben dadurch vorzubeugen, daß die ausschlagenden Kugeln ein kleines, auf dem Cylinder angebrachtes Ventil öffnen, und hierdurch der Luft einen theilweisen directen Ausgang ins Freie ermöglichen.

§. 323. Theorie der Ericsson'schen Maschine. Obwohl die im vorhergehenden Paragraphen beschriebene Maschine eine Anwendung in der Praxis heute nicht mehr findet, empfiehlt es sich doch, die Verhältnisse derselben etwas näher ins Auge zu fassen.

Um zunächst von der gegenseitigen Bewegung der Kolben zu einander eine deutliche Anschauung zu erhalten, ist in Fig. 697 ein Diagramm gezeichnet, welches die Bewegung der Kolben veranschaulicht. Zu dem Ende ist der Kurbelkreis K in eine Anzahl (in der Figur zwölf) gleicher Theile getheilt, und aus der Zeichnung des in Fig. 696 dargestellten Bewegungsmechanismus sind für diese Kurbelstellungen die Wege des Speisekolbens sowohl wie des Treibkolbens entnommen. Diese Wege sind als Ordinaten senkrecht über der Axe AB in denjenigen Punkten aufgetragen, welche die Projectionen der zugehörigen Kurbelstellungen vorstellen, und die so erhaltenen Theilpunkte sind für jeden Kolben durch eine fortlaufende Curve verbunden. In der Figur gehört die Linie $s_1 - s_{12}$ der Bewegung des Speisekolbens und $t_1 \ldots t_{12}$ derjenigen des Treibkolbens an. Man erkennt aus dem Verlaufe dieser Curven, daß die beiden Kolben in einer zwischen

Fig. 697.



11 und 12 befindlichen Kurbelstellung einander am meisten genähert sind, in welcher der Speisekolben nahezu am Ende seines Weges sich befindet, während der Treibkolben etwa noch um $^1/_4$ seines Weges von dem Ende des Cylinders zurück steht. In der Kurbelstellung bei 12 etwa wird ein Eröffnen der Saugventile im Treibkolben stattfinden, worauf der Speisekolben auf dem Wege $s_1 s_2 s_3$ dem Treibkolben bedeutend voraneilt, wie es zur Saugwirkung erfordert wird. In der Nähe der innersten Stellung verharrt der Speisekolben während eines längern Kurbelweges durch die

Stellungen $s_3 \ldots s_6$, wogegen der Treibkolben eine Bewegung annimmt, welche von derjenigen nur wenig verschieden ist, die dem Kreuzkopfe einer gewöhnlichen Kurbel zukommt. (Bei einer directen Kurbelbewegung und unendlich langer Lenkerstange würde die Curve t wie in Fig. 686 in eine gerade Linie übergehen.) Die parallel mit CD gemessenen Abstände zwischen den beiden Curven geben direct auch die zugehörige Entfernung der Kolben an, so daß man aus dem Diagramme leicht die Kurbelstellung (s_3) bestimmen kann, in der die Vergrößerung des Abstandes und damit die saugende Wirkung aufhört.

Um die Leistung der Luft zu bestimmen, kann man nach Zeuner etwa folgende Rechnung anstellen. Es bedeute F den Kolbenquerschnitt, l die Länge des ganzen Hubes für den Treibkolben und s diejenige des Speisekolbens, ferner sei y der veränderliche Abstand der beiden Kolben für irgend eine Stellung, und es habe dieser Abstand im Anfange, d. h. wenn der Treibkolben am innern Ende seines Hubes steht, den Werth y_0. In dieser Anfangsstellung sei das Luftvolumen zwischen dem Speisekolben und dem Feuertopfe gleich einem Cylinder von dem Querschnitte F und der Länge s_0. Der in irgend einem Augenblicke zwischen beiden Kolben vorherrschende Druck sei mit p und der atmosphärische Luftdruck mit p_0 bezeichnet, die absolute Temperatur soll zwischen den Kolben T_2 und zwischen dem Feuertopfe und dem Speisekolben T_1 sein. Denkt man sich jetzt den Arbeitskolben unter der Einwirkung des Druckes p im Innern um eine sehr kleine Länge ∂l verschoben, so ist die dabei von der Luft geleistete Arbeit durch

$$\partial L = F p \partial l$$

ausgedrückt. Während dieser Bewegung ist ein gewisses Gewicht der im Innern des Cylinders vorhandenen Luft von der einen Seite des Speisekolbens auf die andere übergetreten, welches mit ∂G_1 bezeichnet werden kann, wenn unter G_1 überhaupt das Gewicht der Luft verstanden wird, die sich zwischen dem Feuertopfe und dem Speisekolben befindet. Ebenso bedeute G_2 das Gewicht der kalten, auf der andern Seite des Speisekolbens zwischen diesem und dem Treibkolben befindlichen Luft, so daß man für das ganze in dem Cylinder eingeschlossene Luftquantum G die Beziehung $G = G_1 + G_2$ hat.

Nach §. 210 gilt für 1 kg atmosphärischer Luft vom Volumen v, der Spannung p und der absoluten Temperatur T die Gleichung $vp = RT$, worin R eine constante Größe, für atmosphärische Luft $R = 29,272$ bedeutet. Nach dieser Gleichung hat das übergetretene Luftquantum vom Gewichte ∂G_1 auf der einen Seite des Speisekolbens ein Volumen

$$v_1 . \partial G_1 = R \frac{T_1}{p} \partial G_1,$$

während das Volumen derselben Luft, wenn sie auf der entgegengesetzten Seite des Speisekolbens sich befindet, durch

$$v_2 . \partial G_1 = R \frac{T_2}{p} \partial G_1$$

bestimmt ist. Der gedachte Uebertritt dieser Luft muß daher mit einer Veränderung des ganzen Cylindervolumens verbunden sein, welche gleich der Differenz

$$(v_1 - v_2) \partial G_1 = R \frac{T_1 - T_2}{p} \partial G_1$$

ist, und da die Veränderung des Cylindervolumens in Folge der Bewegung des Treibkolbens $F . \partial l$ beträgt, so folgt die Gleichung:

$$F \partial l = R \frac{T_1 - T_2}{p} \partial G_1 \quad \text{oder} \quad R (T_1 - T_2) \partial G_1 = F p \partial l = \partial L.$$

Aus $G = G_1 + G_2$ ergiebt sich

$$0 = \partial G_1 + \partial G_2, \quad \text{also} \quad \partial G_1 = - \partial G_2;$$

auch hat man

$$G_2 v_2 = F y \quad \text{oder} \quad G_2 = F \frac{y}{v_2} = F \frac{p y}{R T_2},$$

woraus durch Differentiiren

$$\partial G_2 = \frac{F}{R T_2} \partial (p y) = - \partial G_1$$

folgt. Dieser Werth liefert, in obigen Ausdruck für die elementare Arbeit der Luft ∂L eingesetzt:

$$\partial L = - F \frac{T_1 - T_2}{T_2} \partial (p y).$$

Aus dieser Gleichung findet sich weiter durch Integration

$$L_1 = - F \frac{T_1 - T_2}{T_2} p y + Const.$$

Für die innerste Stellung des Speisekolbens hat man $y = y_0$ und die Pressung ist dabei gleich der atmosphärischen p_0, so daß man hierfür

$$0 = - F \frac{T_1 - T_2}{T_2} p_0 y_0 + Const.$$

erhält, wodurch die constante Größe bestimmt ist. Durch Subtraction erhält man nämlich:

$$L_1 = F \frac{T_1 - T_2}{T_2} (p_0 y_0 - p y).$$

Um hierin die unbekannte Spannung p durch die Anfangsspannung p_0 und die Kolbenwege zu bestimmen, dient die Beziehung:

$$G = G_1 + G_2 = \frac{F s_0}{v_1} + \frac{F y_0}{v_2} = F \frac{p_0}{R} \left(\frac{s_0}{T_1} + \frac{y_0}{T_2}\right)$$

für die innerste Stellung des Speisekolbens, und

$$G = G_1 + G_2 = F \frac{s_0 + x}{v_1} + F \frac{y}{v_2} = F \frac{p}{R} \left(\frac{s_0 + x}{T_1} + \frac{y}{T_2}\right)$$

für irgend eine Stellung, in welcher der Speisekolben den Weg x zurückgelegt hat. Die Gleichsetzung dieser beiden Ausdrücke für G liefert:

$$p = p_0 \frac{s_0 T_2 + y_0 T_1}{(s_0 + x) T_2 + y T_1}$$

und daraus

$$p_0 y_0 - p y = p_0 T_2 \frac{y_0 (s_0 + x) - y s_0}{(s_0 + x) T_2 + y T_1};$$

so daß hiermit die von der Luft verrichtete Arbeit zu

$$L_1 = F p_0 (T_1 - T_2) \frac{y_0 (s_0 + x) - y s_0}{(s_0 + x) T_2 + y T_1}$$

folgt.

Von dieser Arbeit ist natürlich die zur Ueberwindung des äußern Luftdruckes erforderliche in Abzug zu bringen mit

$$L_0 = F p_0 (x + y - y_0).$$

Für n Spiele der Maschine in der Minute ist das Gewicht der verbrauchten Luft pr. Secunde bei einem maximalen Kolbenabstande gleich y_1:

$$G = Q\gamma = F (y_1 - y_0) \frac{p_0}{R T_2} \frac{n}{60}$$

und daher die theoretische Leistung der Maschine pr. Secunde

$$L = \frac{n}{60} (L_1 - L_0)$$

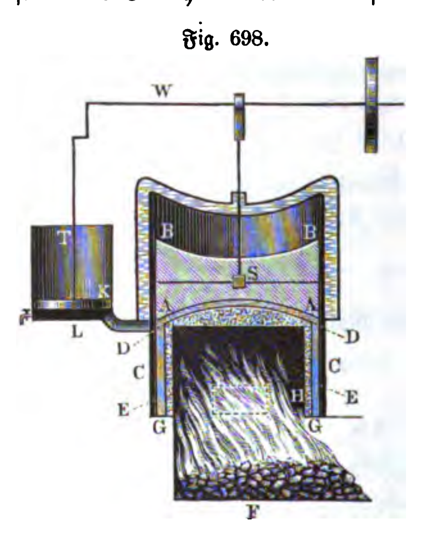
$$= \left[(T_1 - T_2) \frac{y_0 (s_0 + x) - y s_0}{(s_0 + x) T_2 + y T_1} - (x + y - y_0)\right] \frac{R T_2}{y_1 - y_0} G.$$

Geschlossene Heissluftmaschinen. Die großen Uebelstände der Ericsson'schen offenen Maschinen sind hauptsächlich die Ursache gewesen, weshalb man sich vielfach mit der Ausführung von geschlossenen Maschinen befaßt hat, welche übrigens schon seit lange bekannt waren, denn schon im Jahre 1827 wurde eine geschlossene Maschine von den Gebr. Stirling ausgeführt, welche in Dundee einige Jahre in Betrieb war und eine Leistung von 21 Pferdekraft gehabt haben soll. Das Wesen der geschlossenen Maschinen wurde bereits im §. 321 dahin angegeben, daß in denselben immer dasselbe Luftquantum zur Verwendung kommt, welches abwechselnd §. 324.

erwärmt und wieder abgekühlt werden muß. Hierbei wird der erwärmten Luft Gelegenheit zur Ausdehnung und Aeußerung ihrer Expansionsarbeit gegeben, während bei der darauf folgenden Compression durch die Abkühlung der Widerstand gegen den die Compression bewirkenden Kolben vermindert wird, so daß die geleistete Expansionsarbeit die zur Compression erforderliche um den Betrag der Nutzleistung übertrifft.

Man hat solche Maschinen, in denen die abwechselnde Erhitzung und Abkühlung der Luft in demselben Cylinder geschieht, in welchem der Treibkolben sich bewegt, und auch solche, bei denen ein besonderes Gefäß zur Erwärmung und Abkühlung verwendet wird. In neuerer Zeit sind endlich auch Maschinen mit zwei Cylindern, einem geheizten und einem gekühlten, bekannt geworden, die mit einander in Verbindung stehen, und in denen ein abwechselndes Uebertreten der Luft aus einem in den andern durch das Spiel der in den Cylindern bewegten Kolben veranlaßt wird. Bei den Maschinen, welche die Erwärmung und Abkühlung in demselben Behälter vornehmen, sei es der Treibcylinder oder ein besonderes Gefäß, bedient man sich eines sogenannten Verdrängers, d. i. eines Kolbens, welcher in dem betreffenden Gefäße beweglich ist, jedoch nicht dichtschließend, sondern welcher einen gewissen Spielraum zwischen sich und der Cylinderwandung beläßt, durch welchen die Luft von einer Seite des Kolbens nach der andern übertreten kann. Der Cylinder wird dem entsprechend an dem einen Ende durch eine Feuerung erhitzt, während das andere Ende einer stetigen Kühlung durch eine Umhüllung mit Wasser unterworfen wird.

Fig. 698.

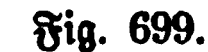


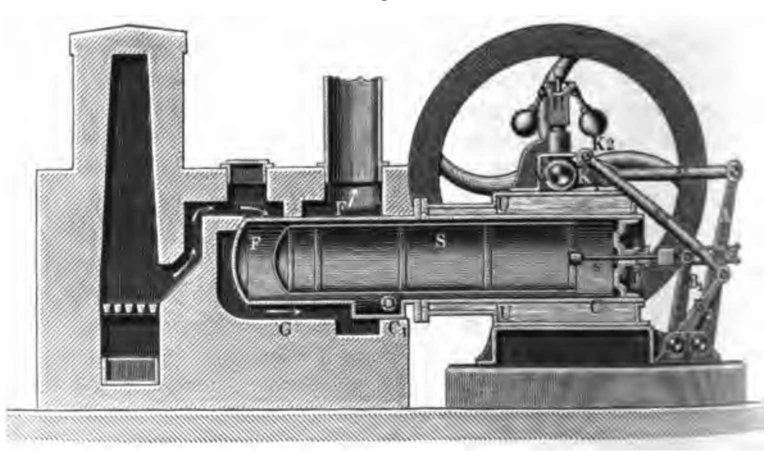
Hierher gehört die Maschine von Laubereau, von welcher in Fig. 698 eine Skizze gegeben ist. Der beiderseits concav ausgehöhlte Verdränger S bewegt sich hier in dem verticalen Cylinder C mit Spielraum an den Seiten auf und nieder. Der Cylinder C ist oberhalb mit doppelter Wandung versehen, so daß in dem Zwischenraume zwischen den Wandungen Kühlwasser circuliren kann, das von einer besondern Pumpe fortwährend hindurchgedrückt wird. Der untere Theil des Cylinders C dagegen nimmt eine Feuerung F auf, deren aufsteigende Gase den concaven Deckel D der

Feuertopfes und hierauf absteigend den innern Mantel des cylindrischen Einsatzes G bestreichen. Der Verdränger S ist zur bessern Wärmeübertragung noch mit dem nach unten vorstehenden Blechcylinder E versehen, welcher in den ringförmigen Zwischenraum zwischen C und G hineintritt. Hiernach ist es ersichtlich, wie bei einer Erhebung des Verdrängers die über demselben befindliche Luft durch den seitlichen Zwischenraum hindurch nach dem untern geheizten Theile des Cylinders C gelangt, womit eine Erwärmung dieser Luft verbunden ist. Diese Luft wirkt alsdann vermöge ihrer Expansivkraft treibend auf den Kolben K ein, dessen Cylinder ununterbrochen mit dem Luftraume C in Verbindung steht. In Folge hiervon wird die Kurbelwelle W umgedreht, bis im höchsten Punkte derselben die weitere Bewegung wieder, wie bei allen einfachen Maschinen, durch die lebendige Kraft des Schwungrades veranlaßt werden muß. Beim Niedersteigen des Treibkolbens hat derselbe die unter ihm befindliche Luft wieder aus dem Treibcylinder L in den Verdrängercylinder C einzudrücken. Da nun hierbei auch der Verdränger niedersteigt, so wird hierdurch die unterhalb befindliche Luft in den obern gekühlten Raum B treten, was einer Abkühlung dieser Luft und somit einer Spannungsverminderung entspricht. In Folge hiervon wird also eine Arbeit gewonnen, welche gleich dem Ueberschusse der während der Expansion verrichteten über die während der Compression aufgezehrte ist. Die Bewegung des Verdrängers S geschieht von der Kurbelwelle aus durch eine besondere Kurbel oder bei einigen Ausführungen mit Hülfe des aus §. 302 bekannten Bogendreieckes, welches in der Bewegung des Verdrängers gewisse Stillstandspausen ermöglicht. Ein großer Uebelstand dieser Maschine besteht darin, daß der Treibcylinder stetig mit dem heißen Theile des Verdrängercylinders in Verbindung steht, in Folge wovon die Erhitzung des Treibcylinders und Kolbens die schon im vorigen Paragraphen angeführten Nachtheile herbeiführt. Es sind auch diese Maschinen nicht zu dauernder Verwendung gekommen.

Eine größere Verbreitung hat sich vornehmlich die Heißluftmaschine von Lehmann verschafft, welche daher etwas eingehender besprochen werden soll. Diese Maschine arbeitet mit einem Cylinder, in welchem gleichzeitig der Treibkolben T, Fig. 699 (a. f. S), wie auch der Verdränger S beweglich sind. Der mit einer Ledermanschette gedichtete Treibkolben bewegt sich nur in dem vordern Stücke des vorn offenen Cylinders C und überträgt seine Bewegung mittelst zweier Schubstangen durch den Hebel A und die Schubstange z_1 auf die Kurbel K_1 der Welle W, so daß einer Umdrehung derselben ein Hin- und Hergang entspricht. Von dieser Welle erhält der Verdränger S seine hin- und hergehende Bewegung mittelst einer andern Kurbel K_2, deren Schubstange z_2 den Hebel $B_1 B_2$ in schwingende Bewegung versetzt, mit welchem die durch eine Stopfbüchse im Treibkolben hindurchgehende Stange s

des Verdrängers verbunden ist. Der letztere besteht hier aus einem längern, beiderseits durch Deckel geschlossenen Blechcylinder, welcher auch im Innern noch durch Zwischenböden versteift ist. Der Cylinder *C* nimmt am geschlossenen Ende den Feuertopf *F* auf, welcher ringsum von den von dem Roste aufsteigenden Feuergasen bestrichen wird. Der aus der Feuerung *G* herausragende Theil des Cylinders dagegen ist mit einer Umhüllung *U* versehen, durch welche ununterbrochen kaltes Wasser behufs der Abkühlung dieses Cylindertheiles geleitet wird. Die Erweiterung des Cylinders bei C_1 hat


Fig. 699.

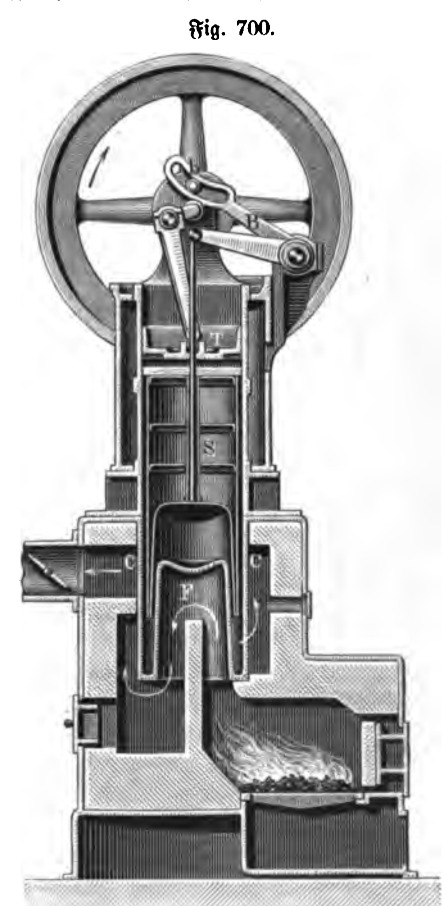


den Zweck, die Einbringung einer kleinen Walze zur Unterstützung des Verdrängers *S* zu gestatten. Der Schwungkugelregulator *R* hat, wie bei der Ericsson'schen Maschine, die Aufgabe, bei einem zu schnellen Gange der Maschine ein kleines Ausgangsventil für die Luft zu öffnen.

Die Wirkungsweise der Maschine ist nach dem Vorangegangenen leicht ersichtlich, und es ergiebt sich, daß eine Bewegung des Verdrängers nach innen, d. h. in der Richtung nach dem Feuertopfe hin, eine Abkühlung der eingeschlossenen Luft und die entgegengesetzte Bewegung eine Erhitzung zur Folge haben muß. Ein großer Vorzug der Lehmann'schen Maschine, der oben gedachten Laubereau'schen gegenüber besteht darin, daß bei ihr der Treibkolben immer nur in dem gekühlten Theile des Cylinders sich bewegt, und in Folge hiervon eine lange Dauer der Ledermanschette erzielt wird. Diese Manschette ist nur einfach ausgeführt, so daß sie nur das Entweichen der Luft aus dem Innern des Cylinders nach außen verhindert, während in dem Falle einer Verringerung des innern Druckes unter den der Atmosphäre das Eindringen neuer Luft von außen

in den Cylinder nicht ausgeschlossen ist. Eine solche Verkleinerung des Druckes im Innern unter den atmosphärischen tritt immer in Folge der Undichtigkeiten ein, wenn nicht für einen Ersatz der entwichenen Luft gesorgt wird. Ein Entweichen findet erfahrungsmäßig hauptsächlich durch die Wandungen des Feuertopfes statt, da das Gußeisen bei der Temperatur der dunkeln Rothgluth, die sich einstellt, immer mehr oder weniger durchlässig für Luft ist. Ehe die Wirkungsweise der Lehmann'schen Maschine näher besprochen wird, mögen noch einige andere, in neuerer Zeit ebenfalls in Anwendung gekommene Heißluftmaschinen angeführt werden.

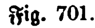
Fig. 700.

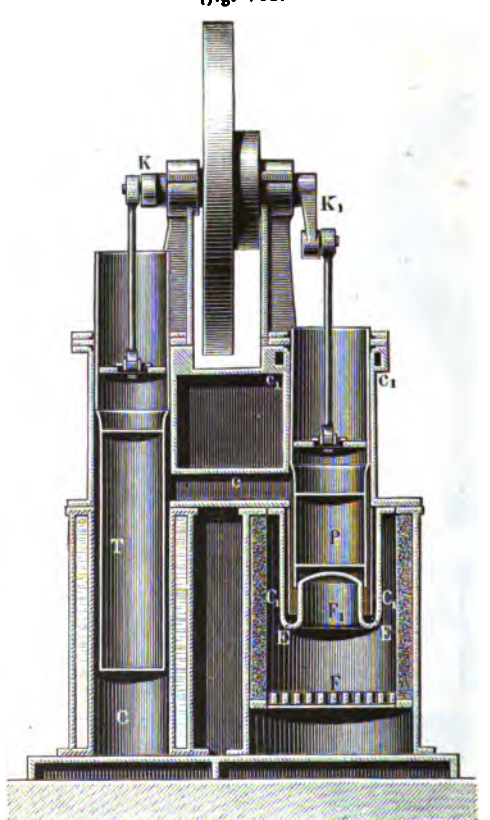


Die geschlossene Heißluftmaschine von Stenberg, welche sowohl liegend wie stehend ausgeführt wird, unterscheidet sich von der Lehmann'schen außer durch die geänderte Anordnung der Welle hauptsächlich nur durch die Bewegung des Verdrängers, welcher hierbei in der innersten Stellung während kurzer Zeit ganz in Ruhe kommt. Zu diesem Zwecke ist der den Verdränger bewegende Hebel mit einem curvenförmigen Schlitze versehen, in welchem das mit dem Verdränger verbundene Gleitlager sich verschieben kann. In Fig. 700 ist eine stehende Maschine von Stenberg angegeben. *F* ist der Feuertopf in dem Treibcylinder *C*, in welchem der Treibkolben *T* und der Verdränger *S* sich bewegen. Der Antrieb des Verdrängers geht von dem Hebel *B* aus, dessen curvenförmiger Schlitz bei *b* den angeführten Zweck hat.

Die Maschine von **Rennes** zeigt wieder wie die **Laubereau**'sche einen besondern Verdrängercylinder und einen oscillirenden Treibcylinder, ohne sonst etwas Bemerkenswerthes darzubieten.

Eigenthümlich dagegen ist die Heißluftmaschine von **Rider***), deren Einrichtung durch Fig. 701 veranschaulicht wird. Hier fehlt der Verdränger ganz, und die beabsichtigte Wirkung wird durch die beiden Kolben T und P erzielt, von denen P in dem unterhalb durch die Feuerung F geheizten Cylinder C_1 sich bewegt, während der doppelwandige Cylinder C durch das in dem Zwischenraume circulirende Wasser einer steten Abkühlung unterworfen ist. Die Kolben sind als hohle Plunger ausgeführt und ihre Stangen hängen mit zwei Kurbeln zusammen, von denen diejenige K_1 des geheizten Cylinders der Kurbel K für den gekühlten um ca. 90° voraneilt. Die beiden Cylinder stehen durch den Canal c in Verbindung, durch welchen die Luft in Folge der verschiedenen Kolbenbewegungen abwechselnd in dem einen oder andern Sinne hindurchzieht. In diesem Canale ist durch die Einlage einer großen Anzahl dünner eiserner Platten ein **Regenerator** hergestellt, dessen Wirkungsweise nach dem oben Bemerkten klar ist. Zur bessern Wärmeabgabe ist die Wandung des Heiztopfes F_1 mit Rippen versehen und in den ringförmigen


Fig. 701.



*) Siehe **Dingler**'s Pol. Journ., Bd. 222, S. 409, und Ztschr. d. Vereins deutsch. Ing., 1881.

Zwischenraum zwischen C_1 und F_1 der Einsatz E gehängt, der die Luft zu inniger Berührung des Heizcylinders zwingt. Damit die Ledermanschette des geheizten Cylinders nicht durch übermäßige Erhitzung leide, ist dieser Cylinder bei c_1 mit einem Ringcanal umgeben, durch welchen gleichfalls Kühlwasser geleitet wird.

Theorie der geschlossenen Heissluftmaschine. Um die Wirkungsweise der geschlossenen Heißluftmaschine zu untersuchen, möge die Theorie der Lehmann'schen Maschine in der von Slaby*) angegebenen Art hier angeführt werden. §. 325.

Es bedeute G das Gewicht der in der Maschine eingeschlossenen Luft, deren Volumen mit v und deren Spannung mit p bezeichnet werde. Das constante Gewicht G setzt sich jederzeit aus zwei Theilen, nämlich demjenigen G_h der heißen und dem G_k der kalten Luft zusammen, welche beide Luftmengen die veränderlichen Rauminhalte v_h und beziehungsweise v_k haben mögen. Es sei ferner T_1 die absolute Temperatur der heißen und T_2 diejenige der kalten Luft. Man hat dann nach (15) §. 210 in irgend einem Augenblicke

$$G_h = \frac{v_h p}{R T_1} \quad \text{und} \quad G_k = \frac{v_k p}{R T_2},$$

woraus

$$G = G_h + G_k = \frac{p}{R}\left(\frac{v_h}{T_1} + \frac{v_k}{T_2}\right)$$

folgt. Als die Fundamentalgleichung der geschlossenen Luftmaschinen erhält man daher

$$\left(\frac{v_h}{T_1} + \frac{v_k}{T_2}\right) p = Const.$$

oder, wenn man das Verhältniß $\frac{T_1}{T_2} = tang\,\alpha$ setzt,

$$(v_h\, cotg\,\alpha + v_k)\, p = Const.$$

Den Winkel α, dessen trigonometrische Tangente gleich dem Verhältnisse der absoluten Temperaturen $\frac{T_1}{T_2}$ ist, nennt Slaby den Temperaturwinkel; dieses Verhältniß spielt, wie aus dem Nachfolgenden sich ergeben wird, in der Theorie der geschlossenen Luftmaschinen eine wichtige Rolle.

Man kann zunächst die obige Hauptgleichung auch $xp = Const.$ schreiben, worin $x = v_h\, cotg\,\alpha + v_k$ zu denken ist, und dann stellt diese Gleichung eine gleichseitige Hyperbel vor, deren Abscissen durch $x = v_h\, cotg\,\alpha + v_k$

*) Verhandlungen des Ver. z. Bef. d. Gewerbefl., 1878.

und deren Ordinaten durch p ausgedrückt werden. Diese letztere Beziehung macht es leicht, die Wirkung der Luft durch eine graphische Darstellung festzustellen, denn da eine gleichseitige Hyperbel bestimmt ist, sobald die Coordinaten von einem ihrer Punkte bekannt sind, so kann man in dem vorliegenden Falle die Spannung p für jede Stellung der Maschine, d. h. für je zwei zugehörige Werthe von v_k und v_k ermitteln, sobald man die Spannung p_1 nur für eine Stellung und außerdem den Temperaturwinkel kennt. In welcher Weise der letztere gefunden werden kann, wird sich wie folgt ergeben.

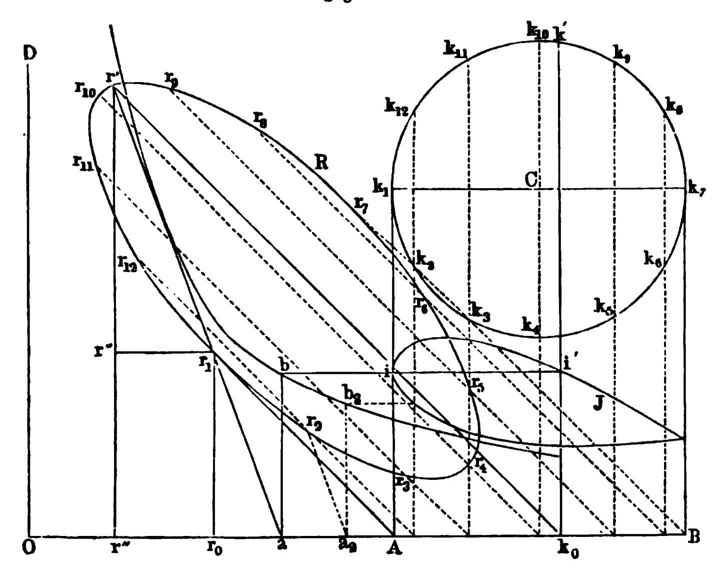
Denkt man sich im Folgenden immer die betreffenden Volumen der heißen und kalten Luft durch Cylinder dargestellt vom Querschnitte F des Treibkolbens, so geben die entsprechenden Längen dieser Cylinder das Maß für diese Volumina. Aus der Zeichnung des Bewegungsmechanismus ist es immer leicht, für jede Stellung der Treibkurbel die Verschiebung des Kolbens und des Verdrängers zu bestimmen, und hierdurch die Inhalte der heißen und kalten Luft für jede Kurbelstellung zu ermitteln, etwa in der Weise, wie es gelegentlich der Zweicylindermaschinen in §. 315 gezeigt wurde, und hier nicht wiederholt werden soll. Man kann sich hierbei den Verdränger ebenfalls als einen Kolben vorstellen, welcher in der Mitte seiner Länge l oder besser an einer solchen Stelle angebracht ist, daß durch ihn die in dem Spalte zwischen Cylinder und Verdränger befindliche Luft in demselben Verhältnisse in zwei Theile getheilt wird, in welchem die Heizfläche zur Kühlfläche steht. Man hat alsdann den einen dieser Theile der heißen und den andern der warmen Luft hinzugefügt zu denken. Ist etwa F_1 der Querschnitt des Verdrängers, dessen Länge l ist, und bedeutet F den Querschnitt des Cylinders, so ist, wenn H die Heizfläche und K die Kühlfläche bedeutet, dem heißen Luftraume der Antheil des Spaltes im Betrage $(F - F_1)\, l\, \dfrac{H}{H + K}$, und der kalten Luft der Betrag $(F - F_1)\, l\, \dfrac{K}{H + K}$ zuzutheilen.

Es stelle nun in Fig. 702 die Abscisse OA das ganze Luftvolumen v in seinem kleinsten Betrage vor, also wenn der Treibkolben ganz in den Cylinder hineingeschoben ist, und ebenso bedeute OB dieses Volumen für die größte Ausdehnung in der äußersten Kolbenstellung, so daß $AB = 2r$ den Kolbenhub oder die doppelte Kurbellänge bedeutet. Sieht man für diese Untersuchung von dem Einflusse der beschränkten Länge der Lenkerstange ab, so hat man nur über $k_1 k_7 = AB$ als Durchmesser den Kurbelkreis zu zeichnen, und erhält für jede Kurbelstellung wie k' in der Projection k_0 der Kurbelwarze auf die Axe die zugehörige Stellung des Treibkolbens und in dem Abstande von O das Maß für das Luftvolumen v.

Der Umfang des Kurbelkreises werde nun in eine nicht zu geringe Anzahl

gleicher Theile (in der Fig. 12) getheilt, welche mit k_1, k_2 ... k_{12} bezeichnet sind, und man ermittele für alle diese Kurbelstellungen die Stellung des Verdrängers, wodurch auch für jede Stellung das zugehörige Volumen v_h der heißen und dasjenige v_k der kalten Luft bestimmt ist. Trägt man dann die kalten Luftäume v_k von O aus als Abscissen und senkrecht dazu die zugehörigen heißen Luftvolumina v_h als Ordinaten auf, so erhält man in der Verbindung der so gefundenen Punkte eine Curve R, welche für den Fall einer unendlich langen Lenkerstange eine Ellipse wird, wie man unschwer nachweisen kann. Diese Curve, welche Slaby als die Curve der relativen Volumina bezeichnet,


Fig. 702.



giebt ein bequemes Mittel an die Hand, für jede Stellung der Kurbel den Werth von $v_h \; cotg \, \alpha + v_k$ zu bestimmen, sobald man das Verhältniß $\frac{T_1}{T_2} = tang \, \alpha$ kennt. Denkt man sich nämlich von irgend einem Punkte r_1 dieser Curve eine gerade Linie $r_1 a$ unter einem Winkel $O a r_1 = \alpha$ gegen die Axe gezogen, so hat man in $O a = r_1 r_0 \; cotg \, \alpha + O r_0$ die betreffende Größe $v_h \; cotg \, \alpha + v_k$ gefunden. Denkt man sich in dem so erhaltenen Punkte a als Ordinate die zugehörige Spannung $p = a b$ aufgetragen, so muß der Punkt b in der durch die Grundgleichung dargestellten gleichseitigen Hyperbel gelegen sein. Um nun diese Hyperbel zu verzeichnen, benutzt Slaby ein Indicatordiagramm der betreffenden Maschine, welches

in der Figur mit J bezeichnet worden ist. Aus diesem Diagramme ist die Spannung der Luft in der innern Todtstellung Ck_1 der Kurbel zu $p_1 = Ai$ zu entnehmen, und wenn man durch i eine Horizontale legt, so findet man in dem Schnittpunkte i' diejenige Stellung, für welche die Spannung denselben Werth p_1 hat. Diese beiden Angaben genügen dann zur Bestimmung der fraglichen Hyperbel. Sucht man nämlich zu der Kolbenstellung i' die zugehörige Stellung k' der Kurbelwarze, so findet man daraus den entsprechenden Punkt in der Curve der relativen Volumina, wenn man k' auf AB projicirt, und von der Projection k_0 eine Gerade $k_0 r'$ unter 45° gegen OB zieht. Der Durchschnitt r' dieser Geraden mit der Curve R entspricht dann der Kurbelstellung in k', wie aus der ganzen Construction sich ergiebt. Ebenso entspricht dem todten Punkte k_1 der Kurbel der Punkt r_1 in der Curve der relativen Volumina. Bezeichnet man die Volumina für diese beiden Stellungen mit v_{h1} und v_{k1} beziehungsweise mit v_h' und v_k', so hat man, da für beide p denselben Werth hat, aus der obigen Gleichung:

$$Or_0 + r_1 r_0 \, cotg \, \alpha = Or'' + r'r'' \, cotg \, \alpha,$$

und hieraus folgt:

$$r_0 r'' = r'r''' \, cotg \, \alpha,$$

d. h. die Verbindungslinie der beiden Punkte r' und r_1 bildet mit der Axe den Winkel α, für welchen die Beziehung $tang \, \alpha = \frac{T_1}{T_2}$ gilt. Zur Bestimmung dieses Temperaturverhältnisses $\frac{T_1}{T_2}$ ist es also nur nöthig, zwei Stellungen der Maschine zu kennen, in denen die Spannung der Luft denselben Werth annimmt. Man hätte natürlich in Ermangelung eines Indicatordiagramms das Verhältniß $\frac{T_1}{T_2}$ der Temperaturen auch mit Rücksicht auf die Erfahrung von vornherein annehmen können, in welchem Falle man den Punkt r' dadurch gefunden haben würde, daß man von dem der Todtlage entsprechenden Punkte r_1 eine Gerade unter dem Winkel α gegen OA gezogen hätte, dessen trigonometrische Tangente gleich $\frac{T_1}{T_2}$ ist.

Hat man in der angegebenen Weise den Winkel α bestimmt, so trägt man in dem gefundenen Punkte a die Ordinate ab gleich der Spannung p_1 in A auf, und zeichnet durch den so erhaltenen Punkt b die gleichseitige Hyperbel, deren Axen in OD und OB hineinfallen. Diese Hyperbel giebt dann nach dem Vorangegangenen das Mittel, für jede beliebige Stellung der Kurbel, z. B. für die in k_2, die Spannung zu bestimmen. Zu dem Ende sucht man zunächst den zu k_2 im Kurbelkreise gehörigen Punkt r_2 in der Curve der relativen Volumina auf, zieht von r_2 aus eine Parallele mit $r'r_1$

unter dem Winkel α gegen die Axe und findet senkrecht über dem Durchschnitte a_2 derselben mit der Axe in der Hyperbel denjenigen Punkt b_2, dessen Ordinate $a_2 b_2$ die gesuchte Spannung in der Kolbenstellung k_2 vorstellt. Führt man diese Construction für hinreichend viele Punkte aus, so läßt sich das Indicatordiagramm theoretisch ermitteln. Die in solcher Art von Slaby gefundenen Diagramme zeigten eine schöne Uebereinstimmung mit den durch Indicatormessungen direct bestimmten. Das Verhältniß der Temperaturen fand sich bei regelrechtem Betriebe für Lehmann'sche Maschinen zu etwa 2,25 und man wird diesen Werth bei der Beurtheilung einer neu zu entwerfenden Maschine daher zu Grunde legen dürfen. Nimmt man etwa eine Temperatur der kalten Luft von 100° C. oder $T_2 = 373^0$ an, so ergiebt sich mit diesem Verhältnisse diejenige der heißen Luft zu $T_1 = 2{,}25 \,.\, 373 = 839^0$ oder 566^0 C.

Die durch den Flächeninhalt f des Diagramms J dargestellte Arbeit ist als indicirte Leistung für jede Kurbelumdrehung anzusehen, so daß bei n Umdrehungen in der Minute die indicirte Leistung wie bei Dampfmaschinen (s. §. 317) durch $n L_i = n F f \mu \lambda$ mkg ausgedrückt wird. Ebenso erhält man den mittlern Druck aus dem Indicatordiagramme zu $p_m = \frac{f \mu \lambda}{2 r}$, unter $2 r$ den Hub des Treibkolbens verstanden. Bei den Versuchen von Slaby und Brauer ergab sich hierfür im Durchschnitte etwa ein Werth von $p_m = 0{,}5$ kg.

Die indicirte Arbeit entspricht der Wärmemenge $Q = A L_i$ und da zu dieser Arbeit diejenige Wärmemenge aufgewendet werden muß, die zur Erwärmung des nach Abzug der schädlichen Räume verbleibenden wirkenden Luftquantums G_w von der Temperatur T_2 auf diejenige T_1 erfordert wird, so ergiebt sich die an das Kühlwasser abgegebene Wärme durch $Q_2 = G_w c_p (T_1 - T_2) - A L_i$. In Wirklichkeit wird die Erwärmung des Kühlwassers geringer ausfallen, als dieser Wärmemenge entspricht, weil hier die Verluste durch Abkühlung und Strahlung nicht berücksichtigt worden sind. Die Versuche haben dies auch gezeigt. Die hauptsächlichsten Resultate der oben angegebenen Versuche sind in der folgenden Zusammenstellung angegeben, im Uebrigen muß auf die Quelle*) verwiesen werden.

*) Versuche über Leistung und Brennmaterial-Verbrauch von Kleinmotoren ausgeführt von E. Brauer u. Dr. A. Slaby

Maschine	Kolbendurchmesser m	Kolbenhub m	Umdrehung pro Minute	Nutzbare Mittelspannung kg pro qcm	Indicirte Leistung Pferdekraft	Effective Leistung Pferdekraft	Wirkungsgrad	Steinkohle pro Pferdekraft und Stunde kg	Kühlwasser pro Pferdekraft und Stunde Liter
Lehmann . . .	0,372	0,175	105	0,516	2,36	1,31	0,55	4,5	163,4
„ . . .	0,525	0,220	89	0,557	5,42	2,30	0,42	4,3	357,6
„ . . .	0,680	0,260	85	0,649	11,99	5,47	0,46	4	180,5
Stenberg . . .	0,350	0,200	83	0,586	2,17	1,26	0,58	5,3	—
Rennes	0,261	0,297	97	0,284	1,00	0,58	0,58	7,3	—
Brown	0,406	0,415	78	—	2,89	2,17	0,75	4,43	—

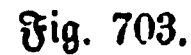
§. 236. **Aeltere Gaskraftmaschinen.** Zur Erzeugung geringerer Betriebskräfte insbesondere für die Zwecke der Kleinindustrie, sowie in Fällen, wo die Aufstellung eines Dampfkessels nicht möglich oder räthlich erscheint, hat man in der neuern Zeit vielfach Gasmaschinen ausgeführt, d. h. solche Kraftmaschinen, in denen die zur Kraftgewinnung erforderliche Wärme durch die Verbrennung von Gas und zwar in der Regel von Leuchtgas erzeugt wird. In allen diesen Maschinen, welche neuerdings in großer Anzahl ausgeführt werden, dienen die aus der Verbrennung des Gases hervorgehenden Verbrennungsproducte als das zur Verschiebung des Kolbens dienende Mittel, so daß alle diese Maschinen als offene Heißluftmaschinen mit geschlossener Feuerung anzusehen sind, wie schon früher bemerkt worden. Die ersten Maschinen dieser Art waren in ähnlicher Weise wie die doppeltwirkenden Dampfmaschinen gebaut, indem ein in einem Cylinder beweglicher Kolben dadurch hin- und herbewegt wurde, daß man abwechselnd zu beiden Seiten desselben ein zuvor in den Cylinder eingeführtes Gemenge von Leuchtgas und atmosphärischer Luft entzündete. In Folge der hohen Temperatur der Verbrennungsproducte haben dieselben eine bedeutende Spannung, vermöge deren sie treibend auf die Fläche des Kolbens wirken, auf dessen entgegengesetzter Seite die von der vorherigen Verbrennung vorhandenen Gase in die Atmosphäre entlassen werden. Es war nicht zu vermeiden, daß der Cylinder, Kolben und alle damit in directer Verbindung stehenden Theile in Folge der wiederholten Verbrennungen hohe Temperaturen annahmen, zu deren Beseitigung die angewendeten und vorgeschlagenen Mittel meist nicht genügten. Zum Zwecke der Abkühlung wandte man zuerst eine Umhüllung des Treibcylinders mit stetig circulirendem Wasser

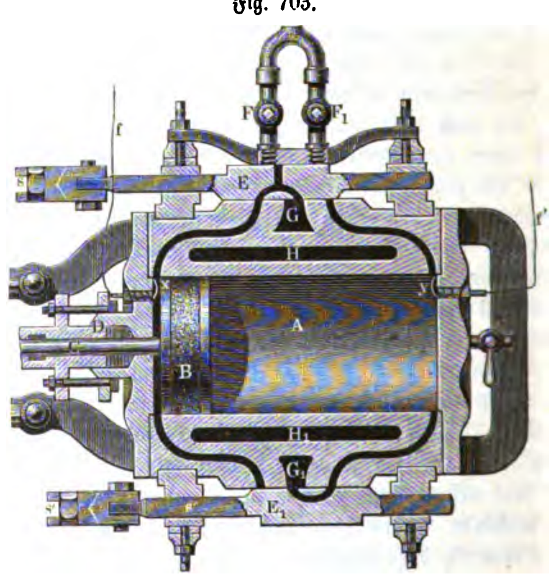
an, doch war hierfür eine bedeutende Menge Kühlwasser nöthig, wie sie meist nicht ohne Schwierigkeiten zu beschaffen war. Auch war hiermit natürlich ein großer Verlust an Wärme verbunden, so daß der Aufwand an Brennmaterial bei diesen älteren Gasmaschinen sehr bedeutend ausfiel. Auch das Einspritzen von Wasser in den Treibcylinder, durch welches man außer der Kühlung gleichzeitig eine bessere Ausnutzung der Wärme anstrebte, hat die gedachten Mängel nicht beseitigen können. Die Bewegung dieser Maschinen war allerdings eine geräuschlose, wenn man genügend schwere Schwungmassen anordnete, um die Explosivwirkungen bei den Verbrennungen aufzunehmen. Die hier gedachte Einrichtung zeigten die Maschinen von Lenoir und die von Hugon.

Wesentlich abweichend hiervon war die atmosphärische Gaskraftmaschine von Otto und Langen, wie sie seit der Pariser Ausstellung im Jahre 1867 von den Erfindern in vielen Tausenden von Exemplaren ausgeführt worden ist, bis auch diese Maschine von neueren Constructionen überholt wurde, als deren Hauptvertreter der neue Otto'sche Motor angesehen werden muß. Die atmosphärische Gaskraftmaschine unterscheidet sich zunächst principiell dadurch von den früheren Lenoir'schen, daß bei ihr die Explosionswirkung des Gases nicht direct auf die Triebwelle übertragen wird, sondern dazu dient, einen frei im Cylinder beweglichen Flugkolben emporzuschleudern und dadurch unterhalb desselben einen luftverdünnten Raum zu schaffen, in Folge dessen dann die auf die obere Seite des Kolbens wirkende Atmosphäre diesen Kolben mit einer von dem Grade der Verdünnung abhängigen Kraft niederdrückt und hierbei den Umtrieb einer Schwungradwelle veranlaßt. Diese Maschinen zeigten eine nur geringe Erhitzung, welche durch einfache Mittel genügend herabgezogen werden konnte, und bei ihnen war das erforderliche Brennmaterial auf $^1/_3$ bis $^1/_4$ des von den früheren Maschinen verbrauchten verringert worden. In Folge dessen wurden, wie bemerkt, diese Maschinen vielfach angewendet, trotz des sehr geräuschvollen Ganges, an dem sie litten. Dieser letztere Uebelstand wurde zwar durch die verbesserte Construction von Gilles beseitigt, jedoch zu einer Zeit, wo die neue Construction von Otto bekannt wurde, die wiederum die frühere directe Wirkung benutzte, und durch welche alle früheren Systeme beinahe vollständig beseitigt worden sind. Die Maschinen von Lenoir und von Hugon, sowie die atmosphärische Maschine haben hiernach nur noch ein historisches Interesse, und sollen demnach auch nur kurz besprochen werden.

Von der Lenoir'schen Maschine, welche im Allgemeinen in ihrer Bauart mit einer liegenden Dampfmaschine viel Aehnlichkeit hat, zeigt Fig. 703 (a. f. S.) den Treibcylinder *A*, in welchem der Kolben *B* hin- und herbewegt wird. Der Cylinder ist an jeder Seite mit einem vollständigen Canalsysteme wie ein

Dampfcylinder versehen, und es befindet sich auch an jeder Seite ein Schieber, der durch ein Excenter von der Kurbelwelle in bekannter Art seine Bewegung erhält. Der Schieber E_1 dient nur zur Abführung der verbrannten und zur Wirkung gebrachten Gase, welche in der aus der Figur ersichtlichen Weise durch den im Schieber befindlichen Canal nach dem Austrittscanale G_1 und in die Atmosphäre entweichen können. Der Schieber E dagegen hat den Zweck, für jeden Kolbenlauf eine bestimmte Menge Leuchtgas, sowie atmosphärische Luft in den Cylinder einzuführen. Das Leuchtgas tritt aus den Röhren F und F_1 hinzu und gelangt durch den im Schieber enthaltenen Canal in den Cylinder, während aus dem mittlern Canale G atmosphärische


Fig. 703.



Luft angesaugt wird, sobald der Kolben B durch die Wirkung des Schwungrades sich über den todten Punkt hinweg bewegt. Die Einrichtung und Bewegung des Schiebers ist so getroffen, daß bei einer bestimmten Kolbenstellung der Eintrittscanal G abgeschlossen und dadurch die Menge der angesaugten Luft bestimmt ist; die Menge des Leuchtgases läßt sich durch Hähne in den Zuführungsröhren reguliren. Das Verhältniß zwischen Luft und Gas wählte man bei diesen Maschinen etwa zwischen 9 : 1 und 12 : 1.

Die Entzündung des Gasgemenges geschah bei diesen Maschinen durch elektrische Funken, welche an den Poldrähten x und y übersprangen, sobald in der betreffenden Leitung, deren Drähte in f und f' gezeichnet sind, ein Contact hergestellt oder unterbrochen wurde. Das letztere geschah von dem

Kreuzkopfe der Maschine in dem Augenblicke, in welchem nach geschehener Füllung der Canal G vom Cylinder abgesperrt war. Der den Cylinder umgebende Hohlraum H war stetig vom Kühlwasser durchflossen.

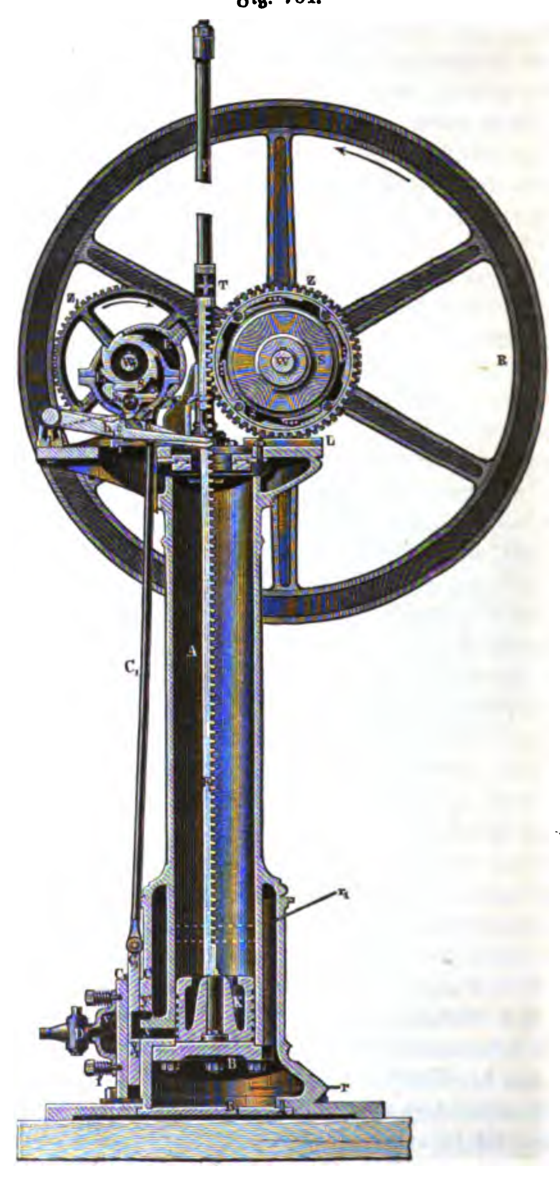
Die Hugon'sche Maschine unterscheidet sich hierdurch hauptsächlich durch die geänderte Entzündung, welche hier durch zwei fortwährend brennende Gasflammen geschieht, und dadurch, daß gleichzeitig etwas Wasser in den Cylinder gespritzt wurde, um außer der Abkühlung eine bessere Wärmeausnutzung zu erreichen. In welcher Weise die Entzündung durch Gasbrenner erzielt werden kann, wird aus dem Folgenden sich ergeben.

Die atmosphärische Gaskraftmaschine ist in ihrer wesentlichen Einrichtung in Fig. 704 (a. f. S.) dargestellt. Der Treibcylinder ist in dem säulenförmigen Gestelle A enthalten, welches oberhalb die Platte L zur Aufnahme der Lager für die Schwungradwelle und die Steuerungstheile zeigt, und im untern Theile mit doppelter Wandung versehen ist, um durch den hierdurch gebildeten Zwischenraum r_1 stetig Kühlwasser hindurch zu leiten, zu welchem Zwecke seitwärts in einiger Höhe über dem Cylinder ein Wasserbehälter aufgestellt ist. In dem der ganzen Länge nach ausgebohrten Cylinder bewegt sich der Kolben K, der mit einer gezahnten Kolbenstange K_1 versehen ist, welche mit dem Zahnrade Z im Eingriffe ist. Vermöge dieser Einrichtung wird das Rad Z abwechselnd nach der einen oder andern Richtung umgedreht, je nachdem der Kolben sich aufwärts oder abwärts bewegt, doch ist die Einrichtung so getroffen, daß das Rad Z nur während der durch die niedergehende Bewegung des Kolbens veranlaßten Umdrehung mit der Schwungradwelle in fester Verbindung steht, so daß also auch nur bei dem Niedergehen des Kolbens eine treibende Wirkung auf die Schwungradwelle ausgeübt wird. Während des Kolbenaufganges wird die Bewegung wie bei allen einfachwirkenden Maschinen durch die lebendige Kraft des Schwungrades unterhalten, und zwar dreht sich während dieser Zeit das Zahnrad Z lose auf der Welle in dem entgegengesetzten Sinne wie diese. Um dies zu erreichen, ist der Zahnkranz Z lose auf eine auf der Welle W befestigte Scheibe S gesetzt, so daß in dem Zwischenraume zwischen beiden eine Anzahl von cylindrischen kleinen Walzen Platz findet, welche in Folge der schrägen Flächen an dem innern Umfange des Zahnkranzes eine Klemmwirkung verursachen, sobald der Zahnkranz im Sinne des Pfeiles umgedreht wird. Diese lösbare Verbindung ist die Hauptursache des geräuschvollen Ganges, an welchem diese Maschinen leiden.

Neben der Schwungradwelle W ist eine Steuerwelle W_1 gelagert, die ihre Umdrehung von der Triebwelle durch Vermittelung der beiden gleich großen Zahnräder Z_1 erhält, und welche die Bewegung des Vertheilungsschiebers C_1 zur Zuführung des brennbaren Gasgemisches, sowie zur Abführung der Verbrennungsgase nach vollbrachter Wirkung mit Hülfe des Excenters E zu be-

sorgen hat. Außerdem wird durch diese Welle ein Anheben des Kolbens aus seiner tiefsten Stellung bewirkt, wie ein solches erforderlich ist, um das

Fig. 704.



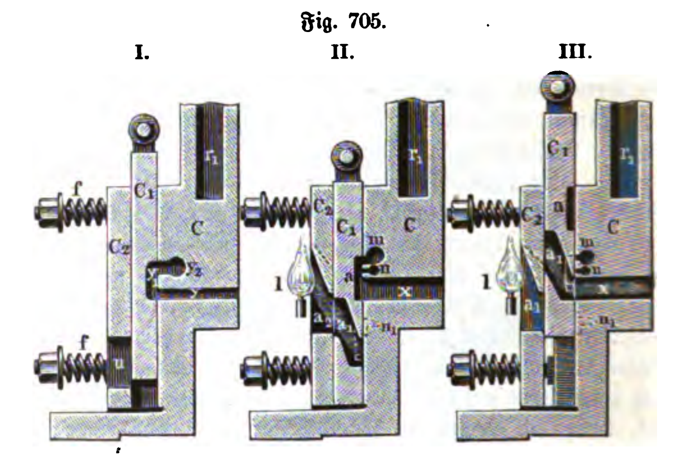
brennbare Gasgemisch in den Cylinder einzuführen. Hierzu dient der Hebel h, welcher die Kolbenstange F_1 an einem Knaggen ergreift und daran emporhebt, sobald dieser Hebel in die punktirt gezeichnete Lage durch ein zweites Excenter E_1 gebracht wird. Das Excenter ist mit der Steuerwelle nur zeitweilig fest verbunden durch das auf der Welle festgekeilte Sperrrad s, in dessen Zähne ein an dem Excenter E_1 befindlicher Sperrhaken s_1 eingreift. Durch das Anstoßen eines an diesem Sperrhaken befindlichen Daumens gegen den Ansatz des Hebels h_1 wird der Haken s_1 aus dem Sperrrade s rechtzeitig ausgelöst, so daß alsdann die Excenter und der Schieber stillstehen, bis die Einklinkung von Neuem durch den niedergehenden Kolben bewirkt wird. Bei der durch die Explosion erzeugten aufsteigenden Bewegung hat der Kolben außer den schädlichen Reibungswiderständen des Zahnkranzes und dem auf den Kolben wirkenden atmosphärischen Drucke keinen Widerstand zu überwinden, so daß der ganze von unten auf ihn wirkende Ueberdruck zur Beschleunigung der Masse des Kolbens mit seiner Stange verwendet wird. In Folge der hierdurch dem Kolben mitgetheilten Geschwindigkeit wird derselbe seine Bewegung wie ein emporgeworfenes Geschoß auch über den Punkt hinaus noch fortsetzen, in welchem der Druck der Gase unterhalb durch die Expansion bis auf den Atmosphärendruck herabgegangen ist. Es entsteht hierdurch unter dem Kolben eine Luftverdünnung und eine Druckermäßigung, welche durch die inzwischen stattfindende Abkühlung des Cylinders noch befördert wird. Hat daher der Flugkolben seine höchste Lage mit der Geschwindigkeit Null erlangt, so beginnt bei seinem Niedergehen die treibende Wirkung des Kolbens auf die Schwungradwelle vermöge des atmosphärischen Druckes, wovon die Benennung der Maschine als atmosphärische herrührt. Offenbar wird diese antreibende Wirkung nicht während des ganzen Kolbenniederganges, sondern nur so lange andauern, bis der Druck der unter dem Kolben noch befindlichen Verbrennungsproducte den Betrag der atmosphärischen Pressung erreicht hat, und es kann erst von diesem Augenblicke an die Entlassung der Verbrennungsproducte in die Atmosphäre geschehen.

In welcher Weise die Zuführung des Gasgemenges und dessen Entzündung, sowie die Abführung der verbrannten Gase mittelst des Schiebers bewirkt wird, ist aus Fig. 705 (a. f. S.) zu ersehen. In der mittlern Schieberstellung I tritt, während der Treibkolben das Ende seines Niederganges erreicht, das verbrauchte Gas durch den Canal y und die Schieberhöhlung y_1 nach y_2, von wo es nach dem Austragrohre gelangt, in welchem ein selbstthätig nach außen sich öffnendes Rückschlagventil befindlich ist, um der Atmosphäre den Eintritt in den Cylinder so lange zu verwehren, als der Druck unter dem Kolben kleiner ist als der atmosphärische. Wird hierauf der Kolben durch die erwähnte Vorrichtung angehoben, so tritt der Schieber in seine tiefste Stelle II, wobei er den Zutritt der aus m kommenden Luft und des durch n einge-

führten Leuchtgases in den Canal x und unter den Kolben gestattet. Gleichzeitig gelangt ein geringer Theil Leuchtgas durch das Canälchen n_1 in die Kammer a_1 des Schiebers, worin dieses Gas durch die fortwährend brennende Gasflamme l entzündet wird. Durch diese in der Kammer a_1 brennende Interimsflamme wird auch das unter dem Kolben befindliche Gasgemenge entzündet, sobald der Schieber in seine höchste Stellung *III* gebracht wird, in der die Verbindung der Kammer a_1 mit dem Canale x hergestellt ist.

Die Geschwindigkeit der Maschine wird durch einen Centrifugalregulator und zwar derart regulirt, daß bei einem zu schnellen Gange die Hülse des

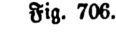
Fig. 705.

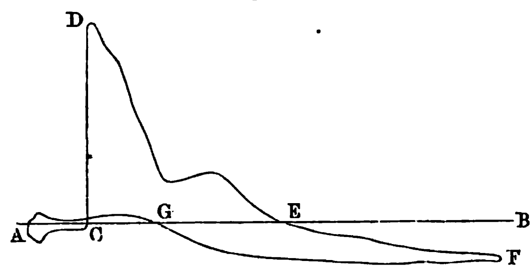


Regulators auf die Sperrklinke s_1 einwirkt und deren Einspringen verhindert; in Folge hiervon bleibt für den nächsten Kolbenhub die Gaszufuhr und Explosion aus, während das Mischungsverhältniß des Gases und der Luft ungeändert dasselbe bleibt. Die zweckmäßigste Geschwindigkeit der Maschine kann auf 90 bis 120 Umdrehungen und das Verhältniß des Gases zu der Luft etwa zu 1 : 10 angenommen werden. Nach den Angaben von Musil, dessen Werke „Die Motoren für das Kleingewerbe“ auch das Indicatordiagramm, Fig. 706, entnommen ist, soll sich der Verbrauch an Gas zu 0,75 cbm für jede effective Pferdekraft und Stunde stellen und die effective Arbeit gleich 0,80 bis 0,85 der indicirten sein, was einen sehr hohen indicirten Wirkungsgrad vorstellen würde. Nach anderen Angaben ist der Gasverbrauch auf 1 cbm für die Pferdekraft und Stunde zu veranschlagen.

Das Indicatordiagramm, Fig. 706, ist leicht verständlich. Hierin stellt *AB* die atmosphärische Linie vor, unter welche die Indicatorlinie während

des Ansaugens von Luft und Gas auf dem Wege AC etwas heruntergeht, um in Folge der Explosion in C plötzlich auf $CD = 2,5$ bis 3,5 Atm. zu steigen. In E ist die Spannung der Gase auf den Betrag der atmosphärischen Pressung gesunken, und bei der weiteren Bewegung des Kolbens in Folge seiner Geschwindigkeit findet eine Ermäßigung des Druckes bis zu 0,6 bis 0,7 Atm. am Ende des Hubes bei F statt. Der Antrieb durch die Atmosphäre dauert während des Rückganges bis zu der Stellung in G; daß diese Lage nicht mit derjenigen E übereinstimmt, in welcher bei dem Aufsteigen der Druck der Gase dem atmosphärischen gleich ist, hat in der Abkühlung des Cylinders seinen Grund. In G erhebt sich die Indicatorlinie


Fig. 706.



über die atmosphärische entsprechend dem Widerstande, welchen die austretenden Gase finden. Diese Maschinen, welche in verschiedenen Größen bis zu 3 Pferdekraft vielfach ausgeführt wurden, sind heute durch die im folgenden Paragraphen zu besprechenden Maschinen so gut wie gänzlich verdrängt.

Es kann bemerkt werden, daß diese Maschine von Gilles insoweit verändert wurde, als außer dem eigentlichen Treibkolben ein besonderer Flugkolben in demselben Cylinder angebracht war, so daß dabei der Treibkolben in ununterbrochener Verbindung mit der Triebaxe blieb und hierdurch die Hauptursache des lauten Geräusches beseitigt war, an welchem die besprochenen Maschinen litten. Auch die in Fig. 704 angegebene Bewegung der Steuerung wurde später in anderer Weise bewirkt; ein Eingehen hierauf scheint unnöthig, da diese Maschinen nicht mehr ausgeführt werden.

Neuere Gaskraftmaschinen. Die große Bedeutung, welche die Gaskraftmaschinen in der neueren Zeit für die Kleinindustrie, sowie namentlich zu Zwecken der elektrischen Beleuchtung und überall da erlangt haben, wo die Aufstellung von Dampfkesseln nicht thunlich erscheint, geht aus der bedeutenden Anzahl von Gasmaschinen verschiedener Anordnung hervor, welche in dem letzten Jahrzehnt bekannt geworden sind. Als der haupt- §. 327.

sächlichste Vertreter aller dieser Maschinen, welcher bisher nicht durch andere Constructionen übertroffen worden ist, muß die Gasmaschine von Otto, wohl auch Otto'scher Motor genannt, betrachtet werden. Es soll daher hier auch vorzugsweise diese Maschine besprochen werden.

Bei dem Otto'schen Motor ist wieder auf die directe Wirkung zurückgegriffen, doch ist dabei die Plötzlichkeit der Explosionswirkung, wie sie bei der Lenoir'schen Maschine so nachtheilig war, dadurch gemildert, daß das zur Verbrennung gelangende Gas mit einem Theil der von der vorhergegangenen Explosion zurückgebliebenen Verbrennungsproducte zusammengebracht wird. Hierdurch wird gewissermaßen eine Verdünnung des Explosionsgemisches herbeigeführt, in Folge deren die Verbrennung eine langsamere und nachhaltigere wird, welche für die Umsetzung in Arbeit sehr vortheilhaft wirkt, wie auch der Gang der Maschine ein vollkommen geräuschloser ist. Eine wesentliche Aenderung in der Wirkung der Maschine ist ferner darin zu erkennen, daß hier die zur Verbrennung kommenden Gase vor der Entzündung stark zusammengepreßt werden, zu welchem Zwecke der Treibkolben selbst zeitweise als Compressionsstempel dient. Die Einrichtung der liegend angeordneten Maschine ist aus Fig. 707 zu ersehen, woraus zunächst hervorgeht, daß die Bewegung der Kolbenstange in der bei Dampfmaschinen üblichen Art durch die Lenkerstange L auf die Kurbelwelle W übertragen wird, die neben dem Schwungrade R eine zur Kraftübertragung dienende Riemenscheibe trägt, und von welcher aus durch die conischen Räder r_1 und r_2 die Umdrehung der Steuerwelle w erfolgt. Die Wirkung der Maschine ist so, daß während zwei ganzen Umdrehungen der Welle, also während vier einfachen Kolbenläufen, nur einmal der Antrieb des Explosionsgemisches auf den Kolben erfolgt, so daß man die Maschine eine halbwirkende nennen kann. Der vorn offene Cylinder C ist an seinem hintern Ende mit einer halbkugeligen oder cylindrischen Fortsetzung versehen, die von dem Kolben nicht ausgefüllt wird und zur Aufnahme einer gewissen Menge der aus der Verbrennung zuvor entstandenen Producte dient. In diesen hintern Theil münden auch die Canäle e zur Einführung von Gas und Luft, sowie a zur Abführung der verbrannten Gase. Die Wirkung während der gedachten vier zu einem Spiele gehörigen einfachen Kolbenläufe stellt sich in folgender Weise dar.

Wenn der Kolben zu Beginn eines solchen Spieles seinen ersten Hingang von dem hintern Ende C_1 des Cylinders nach dem vordern vollführt, so folgen ihm zunächst die noch von der vorhergegangenen Verbrennung herrührenden in dem Raume C_1 befindlichen verbrannten Gase, worauf ferner durch l atmosphärische Luft und zuletzt ein Gemenge von solcher und von Leuchtgas angezogen werden, indem der Schieber S durch die in ihm vorhandenen Canäle zuerst der Luft und dann dem Explosionsgemenge den

Zutritt gestattet. Bei der darauf folgenden Umkehr des Kolbens preßt derselbe alle in den Cylinder getretenen Gase in den gedachten Raum am Ende des Cylinders, womit eine beträchtliche Compression verbunden ist. Es wird zwar hierbei in Folge der Diffusionsfähigkeit von Gasen eine gewisse Vermengung der eingeführten Stoffe nicht zu vermeiden sein, jedoch wird jedenfalls in der kurzen Zeit des gedachten Vorganges eine homogene Mischung nicht zu Stande kommen, und man wird daher am hintersten Ende die an brennbaren Gasen reichste Schicht haben, während nach dem Kolben hin die Füllung mehr und mehr aus schon verbrannten Gasen bestehen wird. Hierdurch ist nicht nur ein elastisches Polster von Gasen zwischen den Kolben und den eigentlichen Explosionsherd gebracht, sondern es wird auch die beim Beginn des dritten Kolbenlaufes statthabende Entzündung nicht plötzlich über die ganze Gasmasse sich erstrecken, sondern ein langsameres Verbrennen und ein sogenanntes *Nachbrennen* stattfinden. Daß dies in der That eintritt, lehren die Indicatordiagramme, indem dieselben nicht nur ein weniger plötzliches Ansteigen der Drucklinie bei der Entzündung zeigen, sondern auch

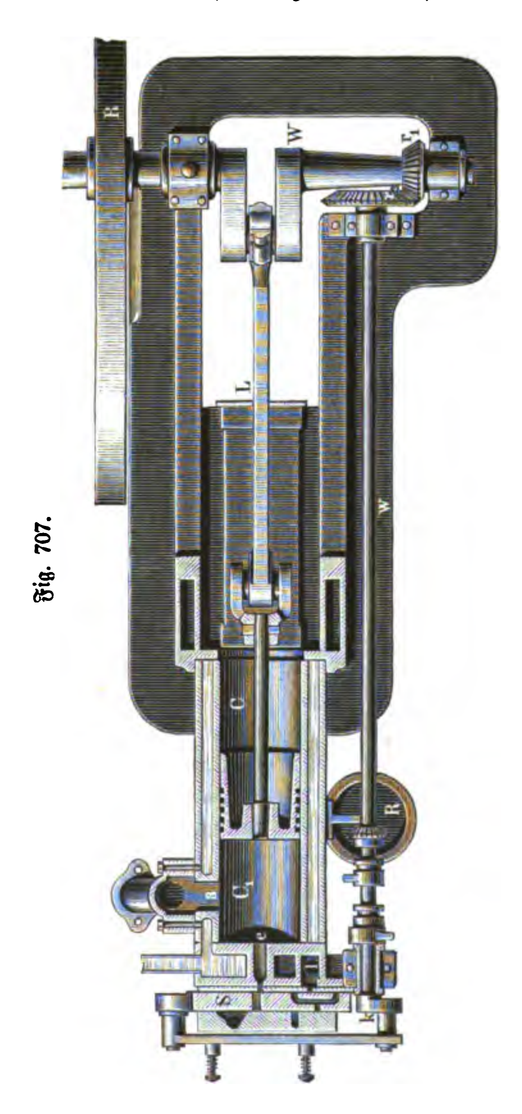


Fig. 707.

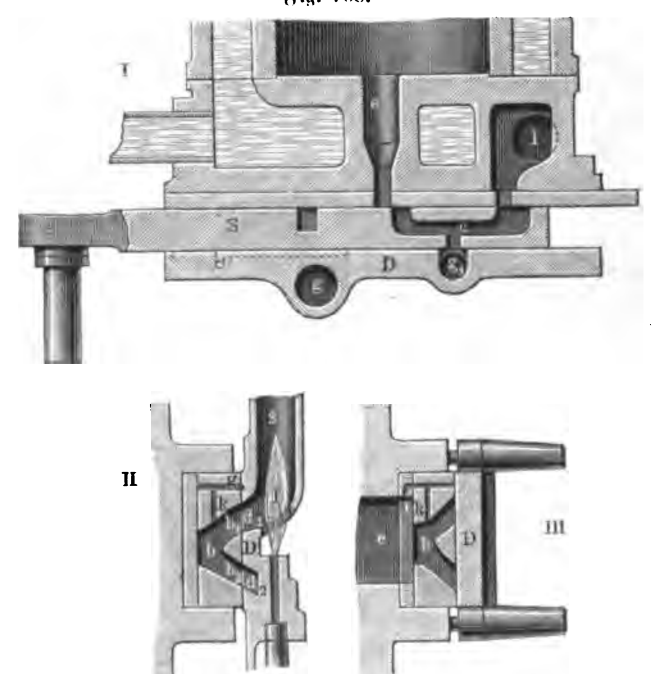
die Abnahme der Spannung bei der darauf folgenden Expansion langsamer vor sich geht, die Expansionslinie im Diagramme daher weniger steil gegen die Axe abfällt. Die treibende Wirkung der expandirenden Gase erfolgt während des ganzen dritten Kolbenlaufes, und bei dem hierauf folgenden zweiten Rückgange des Kolbens hat derselbe die vor ihm befindlichen verbrannten Gase bis auf den in C_1 zurückbleibenden Rest durch die Abgangsöffnung *a* auszustoßen. Der Austritt wird den Verbrennungsproducten durch ein von der Welle *w* bewegtes Ventil gestattet, das sich rechtzeitig öffnet. Es ist hieraus ersichtlich, daß innerhalb eines vollen Spieles der Maschine der Kolben nur während eines einfachen Laufes treibend wirkt, und die Bewegung während der übrigen drei Kolbenläufe durch die lebendige Kraft des Schwungrades unterhalten werden muß, so daß demselben die dazu erforderliche Masse gegeben werden muß.

Die entsprechende Abführung des Gases und der Luft, sowie die Entzündung des Gemenges vermittelt der Steuerschieber *S*, welcher von der Steuerwelle *w* mittelst der Kurbel *k* am hintern Ende des Cylinders in einer zu dessen Axe senkrechten Richtung hin- und hergeführt wird. Da der Schieber während eines Spieles der Maschine, also während zwei Kurbelumdrehungen, einmal hin- und zurückgeführt werden muß, so ist das Umsetzungsverhältniß der conischen Räder r_1 und r_2 wie 1 : 2 gewählt. Die besondere Einrichtung des Schiebers ist aus Fig. 708 ersichtlich. Hiervon zeigt I den zwischen dem Cylinderende und einem Deckel *D* beweglichen Schieber *S* in einem Längsschnitte parallel zu seiner Bewegung, während Fig. II und III zwei dazu senkrechte Durchschnitte vorstellen. In I hat man sich in g_1 das Rohr für das Gas einmündend zu denken, während durch *l* die atmosphärische Luft Zutritt hat. Man erkennt aus dieser Figur, daß bei einer geringen Bewegung des Schiebers nach links durch den Canal *c* im Schieber sowohl der Luft aus *l* wie auch dem Gase aus g_1 der Zutritt nach dem Cylinder gestattet ist. Diese Stellung ist daher dem Schieber während des ersten Kolbenhinganges zu geben, wenn das Ansaugen der Füllung vor sich gehen soll. Hierbei kann aus *l* die atmosphärische Luft fortwährend eintreten, wogegen dem Gase der Eintritt erst gestattet ist, nachdem ein in der Gasleitung angebrachtes Durchlaßventil durch einen Knaggen der Steuerwelle geöffnet worden ist. Hierdurch ist die oben gedachte besondere Einführung ermöglicht, der zufolge anfänglich nur Luft und darauf Luft mit Gas zusammen in den Cylinder geführt wird.

Die Art und Weise, wie die Entzündung des comprimirten Gasgemenges durch eine Flamme bewirkt wird, ist mit Hülfe der beiden Querschnitte II und III des Schiebers zu erkennen. In beiden Figuren ersieht man den in dem Schieber enthaltenen Canal *b*, dessen äußere Oeffnungen b_1 und b_2 mit den entsprechenden d_1 und d_2 im Schieberdeckel zusammenfallen, wenn

der Schieber die in II vorausgesetzte Stellung einnimmt, wogegen die nach innen gerichtete Oeffnung in dieser Stellung durch den Schieberspiegel abgeschlossen ist und erst bei einer Verschiebung des Schiebers in III dem Eintrittscanale e in dem Cylinder gegenübertritt. Es geht hieraus hervor, daß durch die außerhalb des Deckels in dem Schornsteine s brennende Gasflamme f eine Entzündung des in die Kammer b eingeführten Gases bewirkt wird, wenn der Schieber die Stellung II einnimmt, da hier durch d_2 die zur Verbrennung nöthige atmosphärische Luft hinzutreten kann. Ebenso erkennt man dann, daß die in b brennende Vermittelungsflamme bei einer

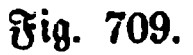
Fig. 708.

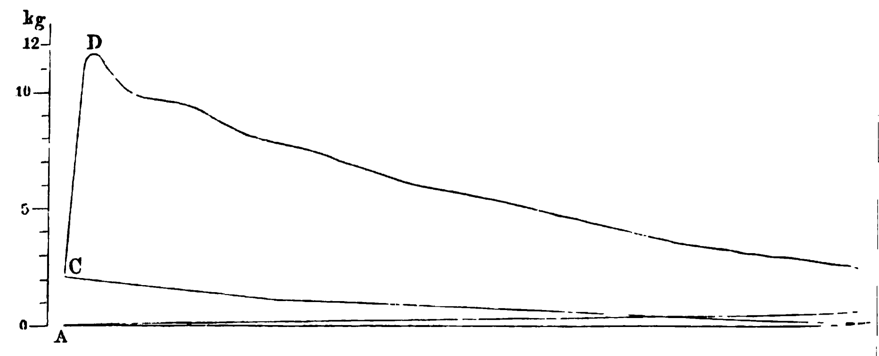


Bewegung des Schiebers aus der Stellung II in diejenige III eine Entzündung des im Cylinder vorhandenen Gasgemenges bewirken kann, sobald nur die Pressung in der Kammer b nicht kleiner ist als im Cylinder, da sonst das Eintreten der Flamme in den Cylinder erschwert wäre. Um dieser Bedingung zu genügen und um überhaupt die Kammer mit Gas zu füllen, dient der feine Canal k, welcher bei g Gas aus der Gasleitung empfängt und in die Kammer b führt. Da an der Stelle g der Deckel mit einer länglichen Vertiefung in der Richtung der Schieberbewegung versehen ist, so findet die Speisung der Vermittelungsflamme in b auch während der Be-

wegung des Schiebers aus der Stellung II in diejenige III keine Unterbrechung, so daß diese Flamme während dieser Bewegung weiter brennt. Man ersieht nun aus Fig. III, daß in dem Augenblicke, in dem die Zündung erfolgen soll, oder unmittelbar zuvor durch das Canälchen *k*, welches mit der Bohrung *i* im Cylinderboden zusammentrifft, eine Ausgleichung der Pressungen in der Kammer *b* und im Cylinder bewirkt wird.

Diese Maschine macht etwa 180 Umdrehungen in der Minute, während welcher Zeit also im normalen Gange 90 Füllungen gegeben werden. Damit die Maschine etwa in Folge des verminderten Widerstandes keine unzulässig große Geschwindigkeit annimmt, ist ein Regulator angebracht, welcher in derselben Weise wie bei der atmosphärischen Maschine die Regulirung bewirkt, dadurch nämlich, daß in diesem Falle die Explosion ein oder mehrere Male verhindert wird, bis die Maschine wieder ihre normale Geschwindigkeit angenommen hat. Zu dem Zwecke wirkt die Regulatorhülse


Fig. 709.



auf den Daumen der Steuerwelle, der das im Gaszuleitungsrohre angebrachte Durchlaßventil regelmäßig zu öffnen hat, so zwar, daß der Ausschlag der Hülse den gedachten Daumen auf der Steuerwelle durch Verschiebung in eine Lage bringt, in welcher er der Einwirkung auf das gedachte Durchlaßventil entzogen ist. Auf diese Weise behält das zur Verwendung kommende Explosionsgemenge stets dieselbe als die vortheilhafteste erkannte Zusammensetzung, und es muß aus diesem Grunde diese Art der Regulirung als eine zweckmäßige erachtet werden.

In Fig. 709 ist das Indicatordiagramm einer zweipferdigen Otto'schen Maschine abgebildet, wie es von Brauer und Slaby abgenommen ist. Hierin stellt *AB* die Linie während des Ansaugens, *BC* diejenige während der Compression vor, welche bis zu 2 Atm. am Ende *C* des Kolbenhubes sich erhebt. Die aufsteigende Linie *CD* gilt für die Explosion, woraus man erkennt, daß, wenn auch hierbei eine schnelle Steigerung der Spannung ein-

tritt, dieselbe doch nicht so plötzlich erfolgt, wie in dem Diagramme der atmosphärischen Maschine, Fig. 706, was in dem Vorstehenden seine Erklärung findet. Ebenso ist die Linie *DE*, die den Verlauf der Expansion anzeigt, zwar im Allgemeinen abfallend, aber nicht in so hohem Maße, wie es einer adiabatischen Zustandsänderung entsprechen würde; man hat dies dem Nachbrennen während der Expansion zuzuschreiben. Die Linie *EA* endlich entspricht dem Ausstoßen der Verbrennungsproducte. Der Gasverbrauch stellte sich bei dieser Maschine zu 1,005 cbm für jede gebremste Pferdekraft und Stunde heraus; der mittlere indicirte Wirkungsgrad war 0,72.

Fig. 710.

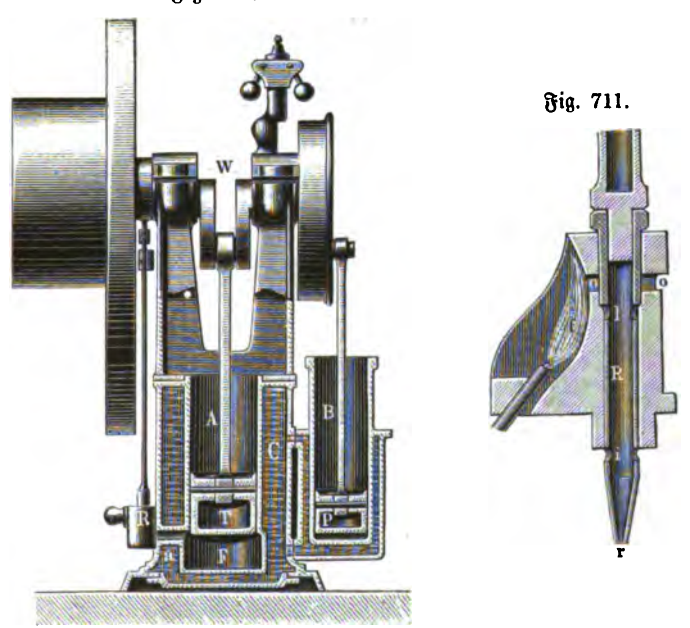


Fig. 711.

Man hat in der neueren Zeit diese Maschinen mehrfach abzuändern versucht, namentlich hat man zur Compression des Verbrennungsgemisches eine besondere Pumpe angebracht, welche neben dem Arbeitscylinder befindlich, von einer zweiten Kurbel der Schwungradwelle betrieben wird. Der Kolben dieser Pumpe saugt beim Hingange die Verbrennungsgase an und comprimirt sie beim Rückgange bis zu gewissem Grade, worauf dieselben in den Arbeitscylinder übertreten, in welchem sie mit den von der vorherigen Explosion zurückgebliebenen Verbrennungsproducten zusammentreffen. Eine solche Anordnung ist z. B. die von Körting, Fig. 710, bei welcher die beiden Cylinder vertical neben einander aufgestellt sind. Es ist hierbei *A* der

Arbeitscylinder und B der Pumpencylinder, beide in dem Kühlgefäße C befindlich. Die Kolben werden von zwei gleichgestellten Kurbeln der Schwungradwelle W bewegt, so daß beide zu gleicher Zeit in der untersten Lage ankommen, in welcher die Entzündung in F vorgenommen wird. In Folge hiervon wirken die expandirenden Gase treibend auf den Arbeitskolben T, während der Pumpkolben P, dessen Cylinder durch ein Rückschlagsventil von A abgeschlossen wurde, beim Aufwärtsgehen das Verbrennungsgemisch ansaugt. Die verbrannten Gase werden beim Niedergehen der Kolben durch a bis auf denjenigen Theil ausgestoßen, welcher für die folgende Entzündung zurückgehalten wird. Da hierbei eine Explosion bei jedem Kolbenaufgange stattfindet, so ist die Maschine einfachwirkend. Von Interesse ist hierbei noch die Art der Entzündung des Gasgemenges, welche mit Hülfe der Fig. 711 (a. v. S.) deutlich wird. Die unterhalb in eine feine Oeffnung auslaufende cylindrische Röhre R ragt mit ihrer Spitze r in den Gascanal, so daß sie sich aus demselben mit Gas anfüllt. Wird diese Röhre emporgezogen, so treten die Löcher l in ihrer Wandung den Einschnitten o in dem Gehäuse gegenüber, wodurch die Entzündung des von der Röhre aufgenommenen Gases an der Flamme f ermöglicht wird, und worauf ein Niedergehen der Röhre die Entzündung des Gasgemenges durch die Oeffnungen i hindurch veranlaßt.

In ähnlicher Art sind auch die Gasmaschinen von Wittig und Hees, sowie von Buß, Sombart u. Co. eingerichtet.

Eigenthümlich ist die Gasmaschine von Simon, bei welcher eine stetig brennende Gasflamme zur Entzündung des Gemenges angewandt wird, das von einer Luftpumpe in den Verbrennungsraum gedrückt wird. Nachdem die bestimmte Menge Gas zur Verbrennung gelangt ist, wird der Verbrennungsraum durch einen Schieber abgeschlossen, worauf die Expansionswirkung vor sich geht. Die bei dem Kolbenrückgange ausgestoßenen Producte, die in Gasmaschinen immer noch eine hohe Temperatur haben, werden bei dieser Maschine durch eine Schlange geführt, die sich in einem kleinen über der Maschine angebrachten Dampfkessel befindet. Es soll hierdurch die Wärme der abgehenden Gase zur Erzeugung von Wasserdämpfen benutzt werden, die in den Arbeitscylinder geführt werden, eine ähnliche Wirkung also, wie sie schon in der Maschine von Hugon versucht worden war. Auch hat man vorgeschlagen, die Verbrennung des Gasgemenges in einem besondern von dem Arbeitscylinder getrennten Behälter vorzunehmen, und die gespannten Gase von diesem Behälter der Maschine zuzuführen, etwa wie den Dampf aus dem Kessel einer Dampfmaschine. Anstatt des Leuchtgases hat Siemens die Verwendung von Generatorgas vorgeschlagen, andererseits hat man Petroleum als Brennmaterial verwendet.

Nach den erwähnten Versuchen von Brauer und Slaby gebrauchte

ein vierpferdiger Otto'scher Motor, dessen Kolbendurchmesser 0,170 m und dessen Hub 0,345 m ist, bei 159 Umdrehungen in der Minute für jede Pferdekraft stündlich 1,07 cbm Leuchtgas, und es ergab sich die gebremste Arbeit zu 3,98 Pferdekraft, die mittlere Spannung zu 4,39 kg pr. Quadratcentimeter und der indicirte Wirkungsgrad zu 0,66.

Aus diesen und den im vorigen Paragraphen angegebenen Resultaten geht hervor, daß die Heißluftmaschinen, welche im günstigsten Falle 4 kg Kohlen stündlich für jede Pferdekraft gebrauchen in ökonomischer Beziehung weit hinter den Dampfmaschinen zurückstehen, wenn hierbei nur die Menge des verbrauchten Brennmaterials in Betracht gezogen wird. Es wird daher diesen Maschinen nur da eine zweckmäßige Verwendung beizumessen sein, wo die Betriebskraft nur gering ist, einerseits also die Aufstellung einer Dampfmaschine wegen der durch die nöthige Wartung derselben erwachsenden Kosten nicht gerathen erscheint, andererseits das Gas zum Betriebe einer Gasmaschine nicht zur Verfügung steht. Dagegen zeigen die Gasmaschinen eine sehr günstige Wirkung, falls man nur die aufgewendete Wärmemenge in Betracht zieht. Nimmt man nämlich die Heizkraft von 1 cbm Leuchtgas zu 5600 W.-E. an, so findet man beim Verbrauche von 1 cbm stündlich für 1 Pferdekraft einen Wärmeaufwand von $\frac{5600}{60.60} = 1,555$ Einheiten in der Secunde, welcher mit einer mechanischen Arbeit von $1,555 . 424 = 660$ mkg äquivalent ist. Diese Maschinen machen also $\frac{75}{660} = 0,114$ der in der aufgewendeten Wärme enthaltenen Arbeit nutzbar, und die indicirte Leistung beziffert sich bei einem Wirkungsgrade von $^2/_3$ sogar zu 0,171. Es wurde im §. 320 gezeigt, daß bei unsern vollkommensten Dampfmaschinen diese Ausbeute nicht erlangt wird, und die Gründe des vortheilhaftern Arbeitens der Gasmaschinen sind nach dem Frühern ebenfalls erkenntlich und in den höhern Temperaturen einerseits und in der geschlossenen Feuerung andererseits zu suchen. Weniger günstig stellt sich allerdings das Verhältniß, wenn man nicht nur die aufgewendete Wärme, sondern auch den Preis des Brennmaterials in Betracht zieht. Alsdann arbeiten natürlich die Gasmaschinen bei dem hohen Preise des Leuchtgases im Vergleich mit dem der Steinkohlen wesentlich theurer als die Dampfmaschinen, und daher wird unter den derzeitigen Verhältnissen das Anwendungsgebiet der Gasmaschine vornehmlich auf die Kleinindustrie und überhaupt auf diejenigen Fälle beschränkt sein, in denen die Aufstellung eines Dampfkessels nicht räthlich erscheint, wegen der für die kleine Betriebskraft unverhältnißmäßigen Kosten der Wartung oder in denen andere Rücksichten vorwiegend in Betracht kommen, z. B. die Möglichkeit, die Maschine jederzeit während kurzer Zeit schnell in Betrieb setzen zu können, ohne auch in den Pausen

des Stillstandes die fortlaufenden Kosten für die Kesselheizung tragen zu müssen.

Von der Wirkungsweise der Heißluftmaschine handelt das Werk Redtenbacher's „Die Luftexpansionsmaschine", Mannheim 1853, ferner Boëtius, „Die Ericsson'sche calorische Maschine". Von G. Schmidt findet sich in der Ztschrft. d. V. deutsch. Ing. eine Theorie der Lenoir'schen Gasmaschine, 1861, und der Lehmann'schen Heißluftmaschine, 1871. Ebenso findet man von der letztern die Theorie in Zeuner's „Grundzügen der mechanischen Wärmetheorie". Ferner kann man nachlesen: „Mittheilungen über die neuesten Fortschritte bezüglich der Dampf-, Gas- und Heißluftmaschinen" von Delabar, Dingler's polyt. Journ. 1869 und Grashof's Anhang zur 6. Aufl. von Redtenbacher's Resultaten f. d. Maschinenbau. Die Gasmaschinen finden eine ausführliche Behandlung in Schöttler's Werk: „Die Gasmaschine, Braunschweig 1882", auch ist die Schrift von Musil: „Die Motoren für die Kleingewerbe", Braunschweig 1883, anzuführen. Die von Brauer und Slaby angestellten Versuche sind in einer besondern Schrift, Berlin 1879, veröffentlicht, ebenso wie ein Vortrag von Slaby unter dem Titel: „Der geräuschlose Otto'sche Gasmotor", in der Zeitschrift für Technische Hochschulen, 1878, abgedruckt ist.

Alphabetisches Sachregister.

Die angeführten Ziffern geben die Seitenzahlen an.

A.

D.

E.

F.

G.

H.

J.

K.

L.

M.

N.

O.

P.

Q.

R.

S.

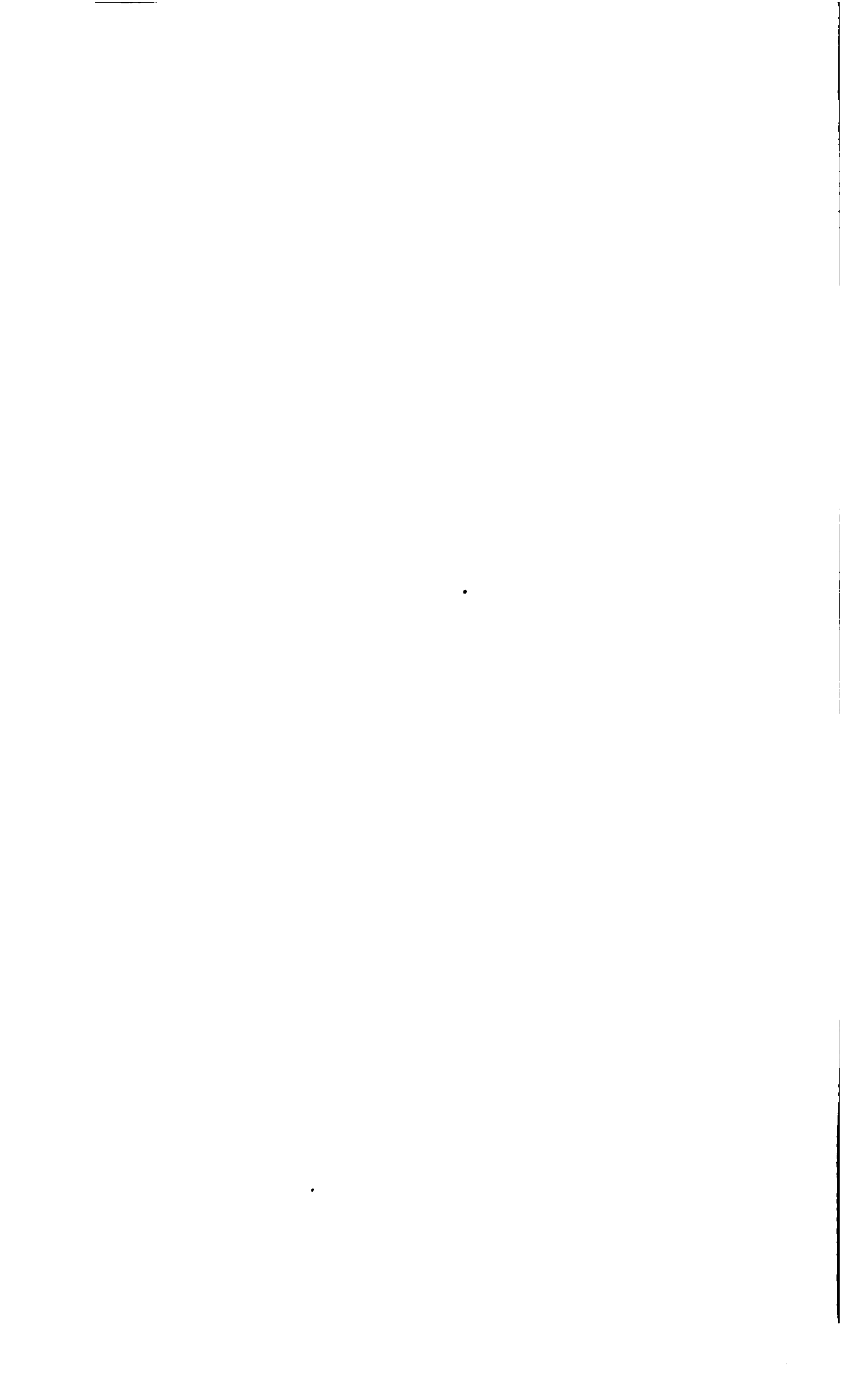
T.

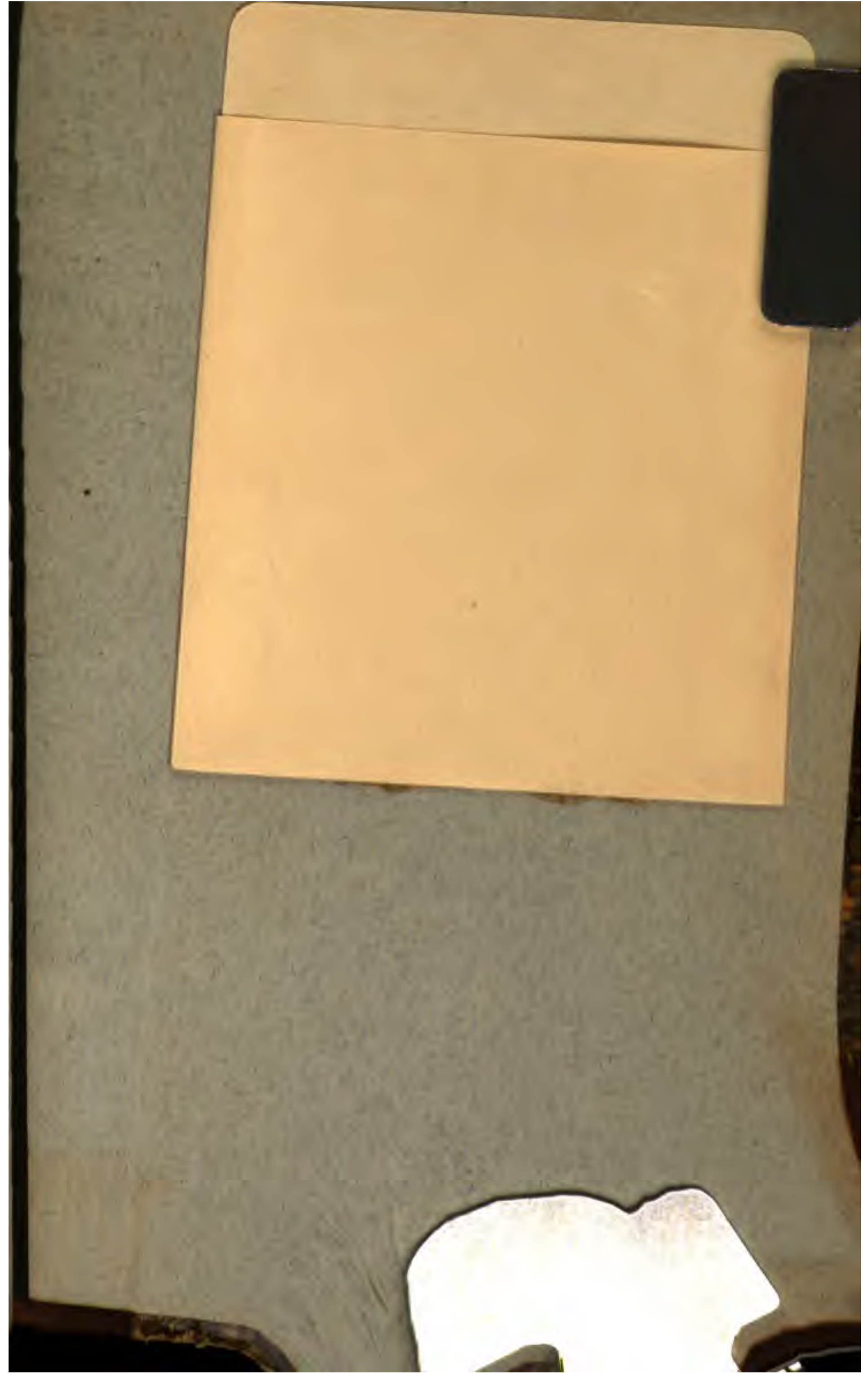
U.

V.

W.

Z.






89088907969
b89088907969a